



Universidad
Carlos III de Madrid

PROYECTO FINAL DE CARRERA

***SUSTITUCIÓN DE HCFCs POR
HFCs DE NUEVA GENERACIÓN
PARA LA CLIMATIZACIÓN DE
VIVIENDAS***

AUTOR: RAÚL OLMO MORA

TUTOR: MARCELO IZQUIERDO MILLAN

DPTO: INGENIERÍA TÉRMICA Y DE FLUIDOS

CURSO: 2009-2010

Contenido

1	Descripción y propósitos del proyecto.....	5
1.1	Descripción	5
1.2	Propósitos.....	5
1.3	Motivación	6
2	Introducción teórica sobre refrigerantes	7
2.1	Tipos de refrigerantes y sus principales usos.....	7
2.2	Protocolo de Montreal	10
2.3	Protocolo de Kyoto.....	13
2.4	Situación de la tecnología en la actualidad	16
3	Características del proyecto	21
3.1	Introducción	21
3.2	Situación y condiciones ambientales externas	21
3.3	Condiciones interiores de diseño y consideraciones especiales.....	25
3.4	Características de los cerramientos y delimitaciones de la vivienda	26
3.5	Otras consideraciones de interés.....	30
3.6	Medidas y dimensiones de la vivienda.....	30
4	Fundamentos teóricos y operativos.....	31
4.1	Introducción	31
4.2	Normativa legal	31
4.3	Procedimientos a seguir	31
4.4	Otras consideraciones	34



5	Cálculos Manuales.....	35
5.1	Introducción	35
5.2	Cálculo de las cargas térmicas.....	35
5.2.1	Cargas por cerramientos.	35
5.2.2	Cargas por radiación.....	37
5.2.3	Cargas por ventilación e infiltraciones	37
5.2.4	Cargas internas.....	39
5.3	Cálculo de los ciclos térmicos.....	42
5.4	Cálculo de la potencias.....	47
5.5	Descripción de elementos de la instalación a carga máxima.....	48
6	Simulación informática.....	50
6.1	Introducción	50
6.2	Simulación de las cargas térmicas con el programa Mathcad	51
6.3	Simulación de ciclos térmicos según refrigerantes	52
6.3.1	Para refrigerante R-417 A.....	52
6.3.2	Para refrigerante R-22.....	60
6.4	Simulación de la energía consumida.....	64
6.4.1	Para refrigerante R-417 A.....	64
6.4.2	Para refrigerante R-22.....	71
6.5	Estudio de impacto ambiental	74
6.5.1	Para R-417 A	74
6.5.2	Para R-22	76
6.6	Análisis específico de días	78
6.7	Análisis de demanda y emisiones para días característicos.....	80

7	Resultados	84
7.1	Introducción	84
7.2	Valoración de resultados para los distintos refrigerantes	84
7.2.1	Valoración de Ciclos	84
7.2.2	Valoración energética	86
7.2.3	Valoración ambiental	86
8	Anteproyecto de instalación con R-417A.....	88
8.1	Introducción	88
8.2	Cálculo de cargas térmicas parciales.....	89
8.3	Simulación de consumo e impacto ambiental.	94
8.4	Instalación de sistema 1x1	98
8.4.1	Características técnicas	98
8.4.2	Descripción de componentes.....	98
8.4.3	Presupuesto.....	99
8.5	Instalación 4x1.....	100
8.5.1	Características técnicas	100
8.5.2	Descripción de componentes.....	101
8.5.3	Presupuesto.....	102
8.6	Observaciones	103
9	Estudios de fugas de otros autores	104
9.1	Introducción	104
9.2	Impacto total de calentamiento equivalente (TEWI) según refrigerantes y sistemas de compresión.....	105
9.3	Estudio del Potencial de Calentamiento Global (GWP) en California (USA)	108
9.4	Costes y Análisis de reducción de costes de las emisiones de HFC procedentes de los sistemas de refrigeración y aire acondicionado en los Estados Unidos.....	109

10	Conclusiones.....	110
10.1	Conclusiones de la instalación	110
10.2	Conclusiones del impacto ambiental	112
10.3	Conclusiones de los estudios de otros autores	114
10.4	Conclusiones finales	116
10.5	Conclusiones sobre el proyecto	117
11	Agradecimientos	118
12	Anexos	119
12.1	Presupuesto.....	119
12.2	Listado de tablas.....	120
12.3	Listado de Imágenes.....	122
12.4	Listado de ecuaciones	124
12.5	Normativa.....	124
12.6	Bibliografía	125
12.7	Anexos	126



1 **Descripción y propósitos del proyecto**

1.1 Descripción

El siguiente proyecto consiste en el estudio de las cargas térmicas en verano de una vivienda común, aplicando las técnicas y los métodos operativos dispuestos en las normativas legales específicas (NBE-CT-HE), el diseño de la maquinaria necesaria para su climatización con la especificación de todos sus componentes, así como obtener el consumo de energía de la maquinaria empleada.

Como parte adicional, se expondrán algunos trabajos de otros autores, referentes al impacto ambiental, más específicamente al potencial de efecto invernadero directo, derivado de las fugas de refrigerante durante la vida de la instalación, al fin de poder realizar una evaluación de impacto ambiental de nuestra instalación con los datos obtenidos del análisis de dichos trabajos.

Finalmente se concluirá con una serie de conclusiones acerca del nivel actual de la tecnología y la industria de la climatización en base a los resultados obtenidos.

1.2 Propósitos

En este proyecto se busca la visualización y comprensión del funcionamiento constante de una instalación doméstica de aire acondicionado así como de la importancia de dichas instalaciones en el impacto ambiental global, así como estudiar y asimilar la contribución a la problemática del calentamiento global. Por ello no realizaremos un cálculo detallado de las cargas térmicas por habitáculo ni estancia, si no que nos centraremos en obtener la carga térmica global del edificio, realizando posteriormente y como aproximación una repartición de la potencia frigorífica en función del área de las estancias y el área total a climatizar. Centrándonos de manera principal en el cálculo detallado del impacto ambiental de la instalación y su posterior análisis con respecto a los estudios externos.



1.3 Motivación

La motivación principal es la demostración o comprobación del uso de los nuevos refrigerantes para las antiguas instalaciones de R-22, ya que tras la firma de los protocolos de Kyoto (1997) y Montreal (1989) dicho refrigerantes en particular y en general todos los refrigerantes tipo CFC y HCFC deberán ser suprimidos de todas las instalaciones existentes, y dejados de usar paulatinamente en su fabricación.



2 Introducción teórica sobre refrigerantes

2.1 Tipos de refrigerantes y sus principales usos.

Podemos distinguir principalmente dos grupos, los refrigerantes orgánicos y los inorgánicos.

Los principales refrigerantes inorgánicos son el agua (H_2O) y el amoníaco (NH_3). Su nomenclatura se establece según su peso molecular.

R-718 (H_2O) Agua: compuesto natural, se encuentra fácilmente en la naturaleza, su efecto sobre el medio ambiente es el propio de la naturaleza. El principal inconveniente para su uso, es su temperatura de congelación, muy alta y poco adecuada para su uso, pese a ser el producto con mayor poder refrigerante.

R-717 (NH_3) Amoníaco: sin efecto apreciable sobre el medio ambiente. El inconveniente para su uso es su toxicidad para el ser humano, por lo que su uso no está extendido.

La clasificación clásica para los refrigerantes orgánicos corresponde a si contienen cloro o hidrógeno en su composición, distinguiendo se así los dos principales grupos, los CFC (Cloro-flúor-carbono), HCFC (Hidrógeno-cloro-flúor-carbono) y HFC (Hidrógeno-flúor-carbono), siendo todos ellos en un principio derivados de la molécula orgánica de metano.

El origen de estos compuestos se remonta al año 1928, en el que un ingeniero americano llamado Thomas Midgley desarrollo los CFC en alternativa al amoníaco (NH_3), cloro metano (CH_3Cl) y dióxido de azufre (SO_2), que pese a ser tóxicos, eran de uso común en aquel momento como refrigerantes. Pese a que Midgley desarrollo únicamente el R-12, la característica más interesante fue que existía toda una familia de compuesto, cada uno con su punto de ebullición único, que podían adecuarse a una gran variedad de aplicaciones.



La posterior nomenclatura corresponde a su composición química, y a partir de ella por el número de átomos de Flúor, Hidrógeno, Carbono y Cloro, con algunas particularidades características.

Las sustancias pertenecientes a los CFC, utilizados principalmente como refrigerantes son los siguientes:

R-11 (CCl_3F) Triclorofluorometano: vida media 60 años, poder destructor del ozono (ODP) 1, potencial de efecto invernadero directo (peid) 4500 KgCO_2/Kg (20 años), 3500 KgCO_2/Kg (100 años) y 1500 KgCO_2/Kg (500 años). Sus principales usos son como refrigerantes en aplicaciones de alta temperatura, debido a su alta temperatura crítica.

R-12 (CCl_2F_2) Diclorodifluorometano: vida media 130 años, poder destructor del ozono (ODP) 0,95 y potencial de efecto invernadero directo (peid) 7100 KgCO_2/Kg (20 años), 7300 KgCO_2/Kg (100 años) y 4500 KgCO_2/Kg (500 años). Sus principales usos son en instalaciones industriales de alta y media temperatura, y aplicaciones domésticas de pequeña potencia (frigoríficos)

Las sustancias pertenecientes a los HCFC más utilizadas como refrigerante son las siguientes:

R-22 (HCClF_2) Hidrógenoclorodifluorometano: vida media 15 años, poder destructor del ozono (ODP) 0,05, potencial de efecto invernadero directo (peid) 4100 KgCO_2/Kg (20 años), 1500 KgCO_2/Kg (100 años) y 510 KgCO_2/Kg (500 años). Sus principales aplicaciones son los aparatos domésticos de aire acondicionado, y aplicaciones industriales a baja temperatura.

R-123 ($\text{C}_2\text{HCl}_3\text{F}_2$) Hidrogenotriclorodifluordimetano: vida media 1,6 años, potencial destructor del ozono (ODP) 0,02, potencial de efecto invernadero directo 310 KgCO_2/Kg (20 años), 85 KgCO_2/Kg (100 años) y 29 KgCO_2/Kg (500 años). Inicialmente diseñado como sustituto del R-11, resultó ser peor refrigerante, utilizadas en instalaciones necesitadas de un gran caudal de refrigeración ya que es muy útil en compresores centrífugos.



El resto de sustancias refrigerantes más utilizadas se encuentran englobadas en la categoría HFC, es decir los compuestos sin cloro, algunos de ellos son los siguientes:

R-134A Tetrafluoroetano: vida media 16 años, poder destructor del ozono 0, potencial de efecto invernadero directo 3200 KgCO₂/Kg (20 años), 1200 KgCO₂/Kg (100 años) y 420 KgCO₂/Kg (500 años). Creado como sustituto del R-12, principalmente para su uso en los aires acondicionados de los vehículos.

R-404A: poder destructor del ozono (ODP) 0, y potencial de efecto invernadero directo 3700 KgCO₂/Kg (100 años). Creado a partir de otros refrigerantes (R-125, R-134a y R-143a), utilizable para sustituir al R-502 o al R-22 en algunas instalaciones a media temperatura.

R-407A: poder destructor del ozono 0, potencial de efecto invernadero directo 1900 (100 años). Creado a partir de los refrigerantes R-134a, R-125 y R-32. Creado como sustituto del R-22 para las instalaciones domésticas.

Como podemos observar, la gama de sustancias utilizables como refrigerantes, tanto en climatización, como en congelación y refrigeración de aplicaciones industriales es enorme, pero además de refrigerantes, muchas otras sustancias de los mismos grupos, se utilizan de manera habitual como spray, extintores, y otras muchas aplicaciones. Debido esta gama de productos y de posibles usos, sus efectos sobre el medioambiente han de ser tenidos muy en cuenta, es por eso que tras descubrir sus características nocivas para el medioambiente (ODP y peid), se hizo necesaria la evolución del sector y el desarrollo de nuevos refrigerantes que pudiesen disminuir estos efectos, estos refrigerantes son los HFC, que como si bien pueden tener mayor impacto sobre el efecto invernadero, lo compensan si destruir el ozono, y por tanto justifican su utilización en lugar de los CFC y HCFC.

También es utilizada la tecnología de la absorción, basada en la mezcla de dos sustancias en forma de disolución, y utilizando la capacidad de la disolución para funcionar como motor térmico, aunque en realidad los refrigerantes utilizados principalmente siguen siendo el amoníaco (NH₃-H₂O) y el agua (BrLi-H₂O).



2.2 Protocolo de Montreal

Tratado internacional diseñado para proteger la capa de ozono, reduciendo la producción y consumo de sustancias que se conocen que reaccionan con el ozono y que por lo tanto se considera que son las principales responsables del agotamiento de la capa de ozono. Negociado en 1987, entró en vigor el 1 de enero de 1989, y posteriormente ha recibido muchas revisiones y modificaciones. Considera un éxito de cooperación internacional, ya que se cree que todos los países cumplen o están en proceso de cumplir los términos del acuerdo.

De esta manera se han establecido como sustancias que agotan el ozono todas aquellas que contienen cloro o bromo en su composición y para las que se diseñó un cronograma de reducción en la producción y en el consumo hasta llegar a la eliminación parcial.

De esta manera, y principalmente para las sustancias refrigerantes en las que estamos centrados, el protocolo establece entre otros, estas restricciones y medidas:

Para los CFC

- Producción y consumo inexistente para el año 1996, si bien se permitirá la existencia de plantas o instalaciones básicas con su uso hasta el año 2010.

Para los HCFC

- Al tratarse de sustancias utilizadas como sustitutos transitorios de los CFC y debido al poco abanico de sustitutos no dañinos para el ozono existente para todas sus aplicaciones, se estableció acordar para el año 2013 los niveles fijos de producción.
- Se acuerda iniciar en el año 2015 el proceso de reducción, si bien se estimó que la producción se redujese a 0 para el año 2030.



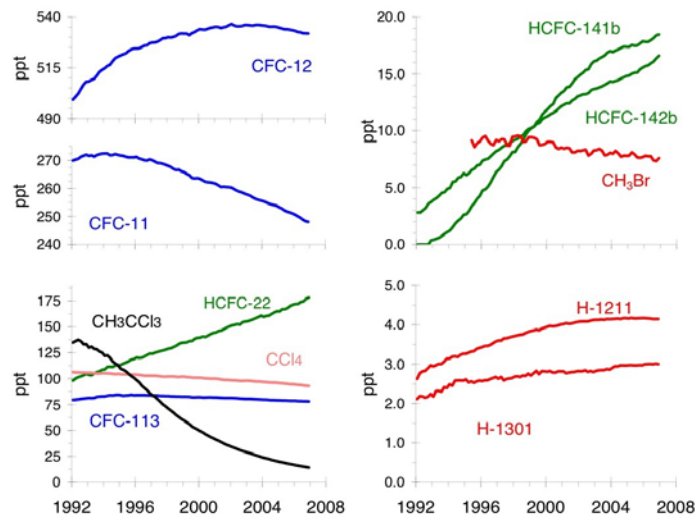


Ilustración 1. Evolución del contenido en la atmósfera de gases destructores del ozono

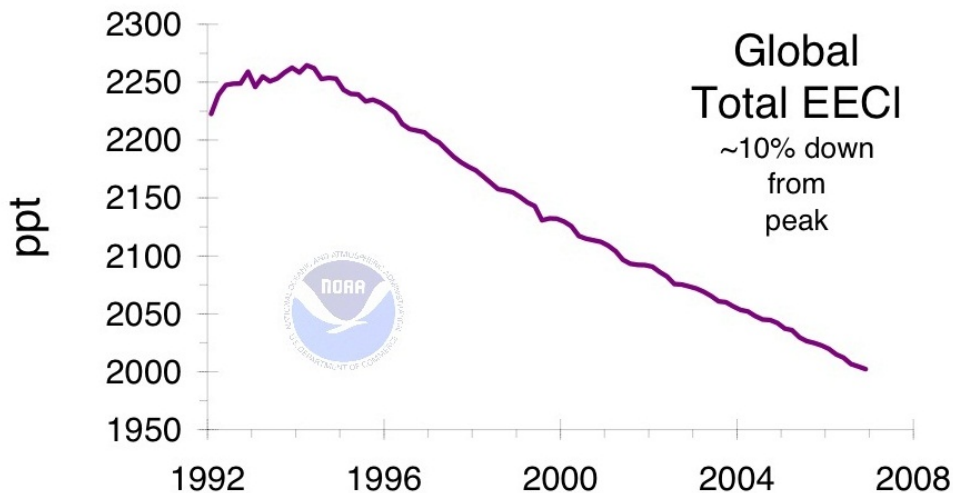


Ilustración 2. Evolución del contenido de gases destructores del ozono en la atmósfera

Los efectos de agotamiento de la capa de ozono fueron observados en 1974, y referidos a las sustancias cloradas por los investigadores Mario Molina y Frank Sherwood Roland (Premio Nobel de Química 1995). Expusieron que en un principio esas sustancias inertes para el ser humano y su entorno terrestre, en la alta atmósfera y debido a la radiación ultravioleta procedente de los rayos solares los radicales de los CFC, se

disocian de la molécula, atacando el ozono, destruyéndolo al formar óxidos de cloro que vuelven a reaccionar con las moléculas de ozono, para acabar formando finalmente el dióxido de cloro.

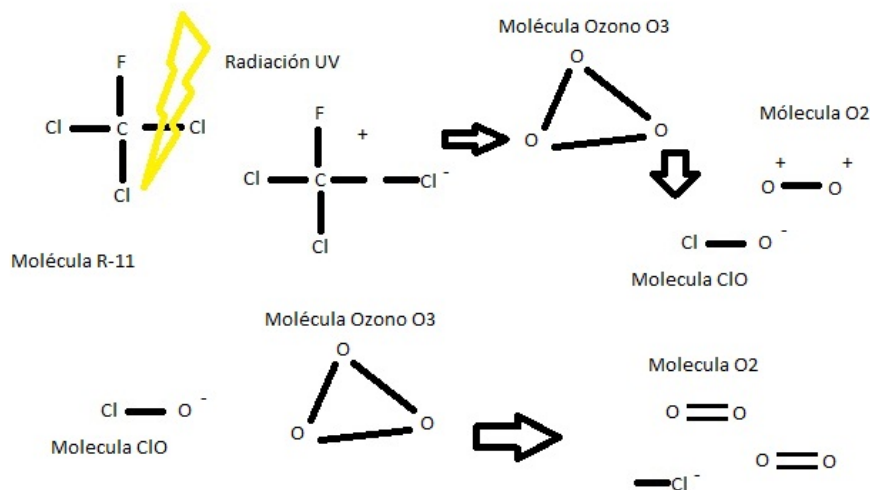


Ilustración 3. Proceso de destrucción del ozono atmosférico

Pese a que las sustancias CFC son más densas que el aire, por lo tanto no deberían ser capaces de alcanzar las capas más altas de la atmósfera, debido a su vida media muy prolongada y al movimiento de las capas de aire y de las corrientes atmosféricas, permiten que si que lleguen a las alturas necesarias para interactuar con las radiaciones ultravioletas.

La capa de ozono atmosférica es un filtro protector de la radiación ultravioleta de mayor energía, y por lo tanto al reducirse la cantidad de ozono y formarse “agujeros”, se permite el paso de mayor radiación solar de la que debería incidir sobre la superficie terrestre. El principal perjuicio para el hombre y la vida en la tierra a corto plazo es que en las zonas en las que se localizan los agujeros, la radiación solar produce cáncer de piel, así como enfermedades cutáneas. Pero quizá el mayor daño se produzca a largo plazo, ya que al recibir la tierra más energía de la correspondiente a su equilibrio, provoca el aumento de temperatura global de la tierra, que junto a la localización de los agujeros sobre los polos, provoca el deshielo de éstos, y por lo tanto y aumento del nivel

de agua. En general, la destrucción de la capa de ozono provoca un enorme desequilibrio energético en la tierra, que aunque prevemos que repercutirá en las superficie de agua del planeta, no podemos estar seguros de que el aumento de temperatura no contraiga mayores repercusiones en un futuro, ya que también se calientan las masas de aire y por lo tanto podrían aumentar los huracanes, tornados y tormentas.

Como evaluación del impacto sobre la capa ozono de las distintas sustancias, se establece la variable “potencial destructor del ozono” u ODP, y que establece como valor de referencia la unidad, perteneciente al refrigerante R-11. Es dependiente de varias circunstancias, como la facilidad de la ruptura de los enlaces de las moléculas, el número de átomos de cloro por molécula, la vida media, y otras, con los que se obtienen los valores para el resto de sustancias destructoras del ozono.

2.3 Protocolo de Kyoto

Tratado internacional sobre el cambio climático cuyo objetivo es reducir las emisiones de 6 gases que producen el efecto invernadero que causan el calentamiento global, estos gases son el dióxido de carbono (CO_2), el metano (CH_4), y el óxido nitroso (N_2O), además de tres gases industriales fluorados Hidrofluorocarbonos (HFC), Perfluorocarbonos (PFC) y el Hexafluoruro de azufre (SF_6), en un porcentaje aproximado del 5% dentro del periodo que va desde el años 2008 al 2012 en comparación a las emisiones de 1990.

Enmarcado dentro de la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre Cambio Climático, fue aprobado el 11 de diciembre de 1997, en la ciudad de Kyoto como el acuerdo entre los países industrializados en reducir las emisiones gases de efecto invernadero, aunque no entró en vigor hasta el 16 de febrero de 2005, tras la ratificación de los países industrializados que supusiesen al menos el 55% de las emisiones, conseguido tras la ratificación de Rusia y la Unión Europea. El protocolo no se puede considerar un éxito al no estar ratificado por el mayor emisor de gases de efecto invernadero, Estados Unidos, al considerar que la no consideración de China e India



como países industrializados, y por tanto no sujetos inicialmente al protocolo, podría suponer un gran inconveniente a las economías norteamericana y europea.



Ilustración 4. Posición de los países respecto al Protocolo de Kioto

La importancia del acuerdo radica en el efecto que tienen sobre la tierra las emisiones de los gases de efecto invernadero. Como su nombre indica, provocan un efecto invernadero, es decir que permiten la entrada de la energía ultravioleta proveniente del sol, pero impiden la salida de la energía proveniente de la tierra (infrarrojos), por lo que se produce un efecto rebote de las ondas energéticas generadas por la tierra y por tanto impiden la emisión de calor, interrumpiendo el equilibrio energético terrestre, provocando un aumento de la temperatura global.



Ilustración 5. Esquema de efecto invernadero

La repercusión de cada sustancia considerada como de efecto invernadero, se relaciona con los kilogramos de CO_2 (establecido como valor de referencia de 1) equivalentes por cada kilogramo del resto de sustancias. Se establece así ya que a parte de lo que denominaremos el potencial de efecto invernadero directo de cada gas (peid) que expresa estos kilogramos equivalentes, hay que tener en cuenta que las principales fuentes de energía utilizadas en la actualidad son combustibles fósiles, y que por lo tanto, producen CO_2 en la producción de energía, esto convierte el dióxido de carbono en la principal emisión de gas de efecto invernadero.

De esta manera denominamos potencial de efecto invernadero indirecto (peii) al relacionado con las emisiones de dióxido de carbono derivadas del consumo de potencia de las distintas instalaciones, en relación al porcentaje de energía obtenida a partir de combustibles fósiles en cada país se puede establecer un factor de conversión, que permite conocer los kilogramos de CO_2 emitidos para producir un kilowatio hora de energía eléctrica.

En conclusión, el potencial de efecto invernadero total, suma de los potenciales de efecto invernadero directo e indirecto, se denomina “total equivalent warming impact” (impacto total equivalente de calentamiento) o TEWI.

2.4 Situación de la tecnología en la actualidad

En los últimos años se han desarrollado gran cantidad de sustancias sustitutivas para los refrigerantes implicados en los Protocolos de Montreal y Kyoto, entre ellos destacaremos los refrigerantes del tipo HCFC Isceón desarrollados por la empresa DuPont, cuyos refrigerantes permiten la sustitución de las sustancias prohibidas en los protocolos por sustancias menos dañinas para el medio ambiente, manteniendo unos rendimientos y consumos de energía similares, pero quizás lo más importante manteniendo las instalaciones, con el ahorro económico asociado.

Algunos de los principales refrigerantes referidos son los siguientes:

R-422 D Isceón MO29: formado a partir de la mezcla de los refrigerantes R-134a, R-125 y el Isobutano, diseñado originalmente para sustituir al R-22 en sistemas de enfriado por agua de expansión directa, permite la sustitución de este en la instalación sin modificación de los lubricantes en la mayoría de los casos, no perjudicial para la capa de ozono.

R-423 A Isceón 39TC: formado a partir de los refrigerantes R-134 a y del Heptafluoropropano, diseñado para la sustitución en los sistemas enfriadores por centrifugado de R-12, no perjudicial para la capa de ozono.

R-417 A Isceón MO59: formado a partir de los refrigerantes R-134 a, Pentafluoroetano y R-600, diseñado para la sustitución del R-22 en las instalaciones sin ningún tipo de modificaciones en los mismos y con rendimientos y presiones de trabajo similares, compatibles con el aceite mineral del equipo, no perjudicial para la capa de ozono, GWP 1600 KgCO₂/Kg.

R-413 A Isceón MO49: formado a partir de los refrigerantes R-134 a, Octafluoropropano y R-600, es ideal para la sustitución del R-12 en los sistemas de transporte frigorífico y climatización de vehículos, buen comportamiento con los aceites usados para el R-12, no perjudicial para la capa de ozono, GWP 1800 KgCO₂/Kg.

R-422 A Isceón MO79: formado a partir de los refrigerantes R-134 a, R-125 e Isobutano, diseñado originalmente para la sustitución de los refrigerantes R-22, R-505 y



mezclas de HCFC en los sistemas de refrigeración por expansión directa de media y baja temperatura profesionales e industriales.

Exponer también el gran avance que se está haciendo por parte de los países, en particular en España, para aumentar el porcentaje de energía limpia, es decir, proveniente de fuentes de energía renovables, y por lo tanto reduciendo el número de plantas de energía que consumen combustibles fósiles y que emiten gases de efecto invernadero al ambiente.

En el caso particular de España, la situación actual de reparto de plantas de energía según combustible y fuente de obtención es el siguiente:

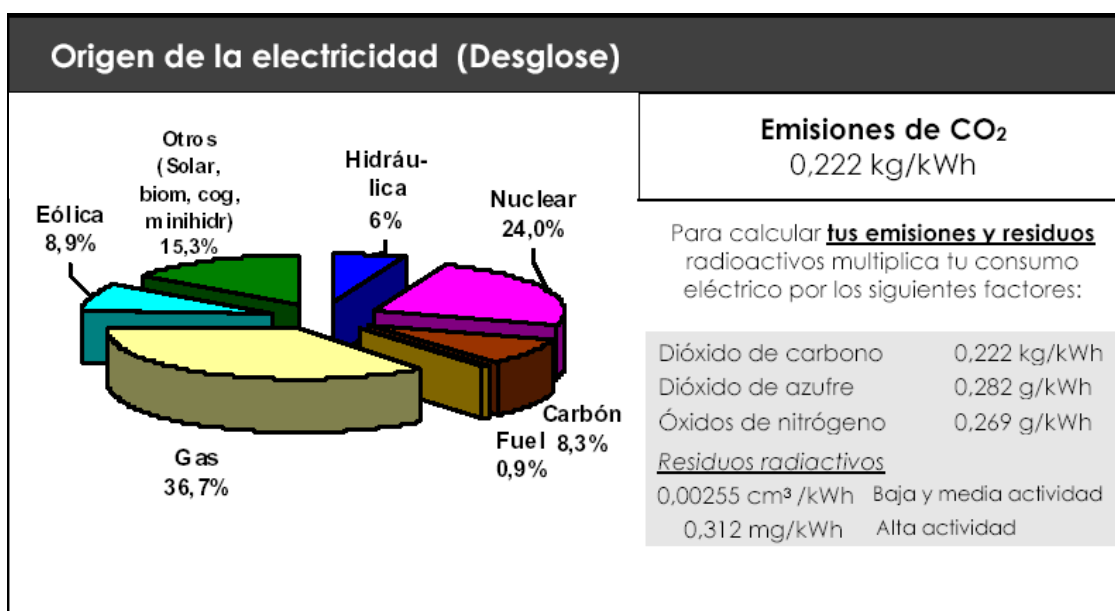


Ilustración 6. Peso de las distintas fuentes de producción de energía y factores de conversión de emisiones

Permitiendo obtener un factor de conversión de efecto invernadero indirecto relativamente bajo, 0,222 kilogramos de CO₂ por kilowatio hora eléctrico. Si bien, en la península es aún menor, se encuentra lastrado por el peor rendimiento de las plantas insulares, y del mayor consumo energético de éstas.

Recaltar también el esfuerzo de los países en mejorar los rendimientos de los equipos y las instalaciones domésticas, representados por los “Plan Renove”, tanto para vehículos

viejos con un mayor consumo y peores rendimientos, como para electrodomésticos, fomentando los equipos con alta eficiencia energética.

Para hacernos una idea de la situación actual de España, expondremos algunos de los resultados del “Informe de España a la Unión Europea sobre Cambio Climático” del año 2009, como son la evolución prevista para las emisiones de CO₂ hasta el año 2020 para el total de España (ilustración 7), el peso de cada una de los distintos sectores (ilustración 8), y en particular para el sector con más repercusión en las emisiones, correspondiente al sector de la producción de energía (ilustración 9), al cual nos referimos en los cálculos de potencial de efecto invernadero indirecto.

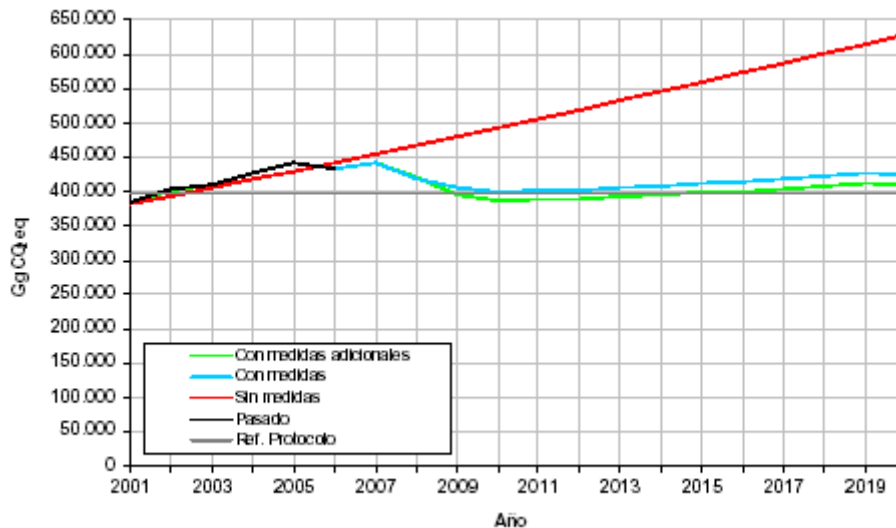


Ilustración 7. Previsión de emisiones de CO₂ equivalente total para España

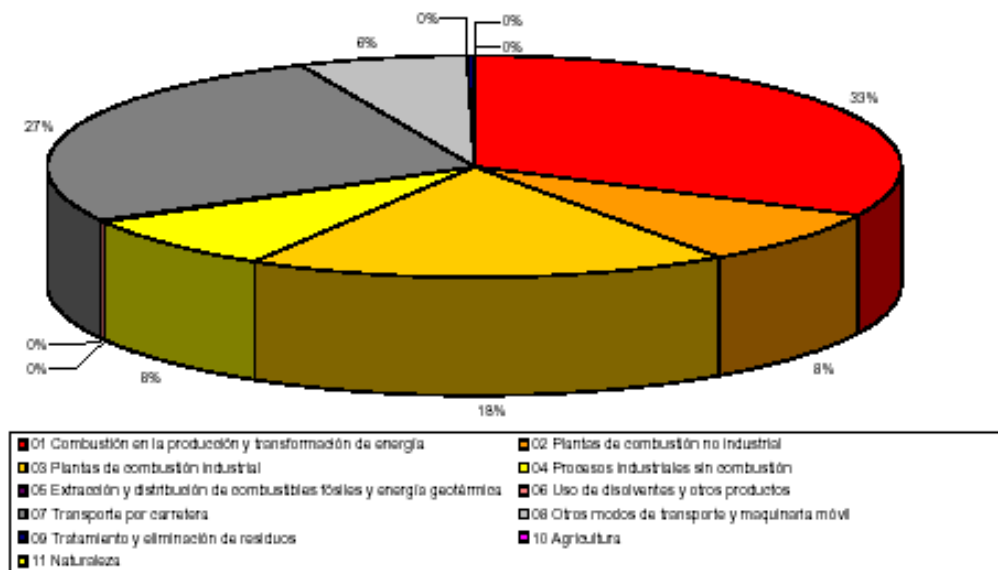


Ilustración 8. Emisiones de CO₂ equivalentes según grupos

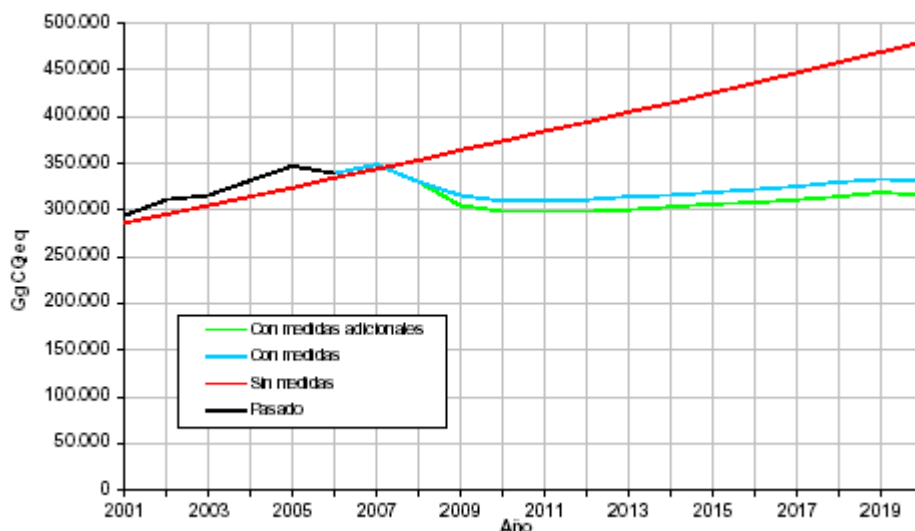


Ilustración 9. Evolución de las emisiones de CO₂ equivalente para el sector energético

Podemos observar por tanto la gran importancia que tienen los sectores de los transportes por carretera y la producción de energía en las emisiones de CO₂, y que pese a las medidas actuales tomadas, las emisiones no se verán reducidas con respecto a las actuales, si no que sólo se consigue una reducción con lo que el crecimiento tecnológico requería. Así queda patente que hasta que la Convención del Marco de las Naciones

Unidas sobre el Cambio Climático y los países firmantes del Protocolo de Kyoto no establezcan unos niveles a cumplir y propongan una serie de medidas globales, que aglutinen las distintas medidas tomadas por cada país miembro, no se conseguirá un avance adecuado en materia de emisiones de dióxido de carbono.



3 Características del proyecto

3.1 Introducción

La vivienda a estudiar se trata de un edificio de nueve plantas común, es un sexto piso y consideraremos que las viviendas adyacentes se encuentran sin acondicionar, tanto los pisos de la misma planta como los de las plantas superior e inferior.

3.2 Situación y condiciones ambientales externas

La vivienda se encuentra situada en la localidad de Fuenlabrada, provincia de Madrid y a 17,6 kilómetros de la ciudad de Madrid, y cuyo clima y condiciones ambientales consideraremos las mismas que las de la capital. Como base de consulta utilizaremos varios documentos según el concepto a concretar, que definimos a continuación.

En el “documento básico de la edificación”, en el apartado de ahorro de energía (NB-CT-HE), obtenemos la zona climática a la que pertenece Fuenlabrada y cuyo resultado es Zona E1 (Anexo A). Además, también podemos particularizar que también pertenece a la zona climática IV, si atendemos a la zonificación según la radiación solar global media diaria anual (Anexo B).

Con estas especificaciones de zonas, obtenemos que las condiciones atmosféricas externas sean:

Tabla 1. Datos climáticos de capitales de provincia. NB-CT-HE

Localidad		Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
Madrid	T _{med}	8,2	7,4	9,9	12,2	16,0	20,7	24,4	23,9	20,5	14,7	9,4	6,4
	HR _{med}	71	66	56	55	51	46	37	39	50	63	70	73
Málaga	T _{med}	12,2	12,8	14,0	15,8	18,7	22,1	24,7	25,3	23,1	19,1	15,1	12,6
	HR _{med}	71	70	66	65	61	59	60	63	65	70	72	72
Melilla	T _{med}	13,2	13,8	14,6	15,9	18,3	21,5	24,4	25,3	23,5	20,0	16,6	14,1
	HR _{med}	72	72	71	70	69	68	67	68	72	75	74	73
Murcia	T _{med}	10,6	11,4	12,6	14,5	17,4	21,0	23,9	24,6	22,5	18,7	14,3	11,3
	HR _{med}	72	69	69	68	70	71	72	74	73	73	73	73
Ourense	T _{med}	7,4	9,3	10,7	12,4	15,3	19,3	21,9	21,7	19,8	15,0	10,6	8,2
	HR _{med}	83	75	69	70	67	64	61	62	64	73	83	84
Oviedo	T _{med}	7,5	8,5	9,5	10,3	12,8	15,8	18,0	18,3	17,4	14,0	10,4	8,7
	HR _{med}	77	75	74	77	79	80	80	80	78	78	78	78

Para el cálculo manual, tomaremos como documento de referencia para las condiciones exteriores las normas españolas UNE 100001 y UNE 100014, “condiciones climáticas para proyectos” y “condiciones exteriores de cálculo”.

Tabla 2. Condiciones climáticas para proyectos. UNE 10001

Madrid						
GD anuales						
Base (°C)		GD (K)				
12		824,5				
15		1 403,2				
18		2 097,0				
20		2 613,2				

Mínimas			Máximas			
		TS		TS	THc	TH
NPE	99,0	4,9	NPE	1,0	36,5	22,6
NPA	99,6		NPA	0,4		
NPE	97,5	-3,7	NPE	2,5	35,0	21,8
NPA	99,0		NPA	1,0		
NPE	95,0	-2,7	NPE	5,0	33,7	21,0
NPA	98,0		NPA	2,0		

Tabla 3. Correcciones de la temperatura seca exterior en función de la hora solar. UNE 10014

OMD °C	Horas solares										
	6	8	10	12	14	15	16	18	20	22	24
6	6	5,3	4,1	2,8	0,6	0	0,6	1,1	2,9	4,7	5,6
8	8	6,5	4,9	2,8	0,6	0	0,6	1,1	3,3	5,4	7,5
10	10	7,3	5,3	2,8	0,6	0	0,6	1,4	3,7	5,9	8,4
12	12	8,1	5,6	2,8	0,6	0	0,6	1,7	4,1	6,5	9,2
14	14	8,9	5,6	2,8	0,6	0	0,6	1,7	4,4	7,2	10
16	16	9,7	6,4	3,2	0,6	0	0,6	2,1	5,3	8,1	11,3
18	18	10,8	7,2	3,6	0,6	0	0,6	2,7	6,1	9,1	12,5
20	20	11,9	8,0	4,0	0,6	0	0,6	3,4	6,9	10,3	13,8
22	22	13,2	8,8	4,4	0,6	0	0,6	3,8	7,7	11,6	15,4
24	24	14,0	9,2	4,5	0,9	0	0,9	4,2	8,5	12,7	16,6

Tabla 4. Correcciones de la temperatura seca exterior en función del mes. ASHRAE

OMD °C	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre
45	13,5	8,9	4,4	1,7	0	0	2,4	6,7	11,5
40	7,5	5,0	2,2	0,6	0	0	1,3	3,9	8,0
35	5,7	4,2	2,0	0,6	0	0	1,1	3,1	6,2
30	3,2	2,7	1,7	0,6	0	0	1,1	2,2	4,3
25	2,2	1,7	1,1	0,6	0	0	0,9	1,7	3,3
20	1,7	1,2	0,8	0,5	0	0	0,7	1,2	2,5

Como simplificación de cálculo utilizaremos las simplificaciones de Ashrae, tanto en materia de “temperatura equivalente”, como en radiación solar, en la que nos basaremos para obtener la carga térmica por radiación a través de las superficies acristaladas.

Tabla 5. Incremento de temperatura equivalente según la orientación. ASHRAE

Δt_{tabla}	ORIENTACION				
Hora solar	Este	Oeste	Sur	Norte	Techo
6	2.8	3.9	2.2	0.5	5
7	2.8	3.9	2.2	0.5	4.4
8	3.3	3.3	1.1	0	3.3
9	4.4	3.3	1.1	0	3.9
10	7.8	3.3	1.1	0	4.4
11	11.1	3.3	1.7	0	6.1
12	13.3	3.3	2.2	0	8.9
13	13.9	3.9	4.4	0.5	12.2
14	13.3	4.4	6.7	1.1	15
15	11.1	5.5	8.3	1.7	17.2
16	10	6.7	8.9	2.2	19.4
17	8.9	9.4	10	2.8	21.2
18	7.8	11.1	10	2.8	21.7
19	7.8	13.9	8.3	2.8	21.1

Tabla 6. Corrección al incremento de temperatura equivalente según la Oscilación Media Diaria. ASHRAE

Corr.=a	OMD en 24h				
$T_{\text{ext,dis}} - T_{\text{sL}}$	8	10	12	14	16
0	-6.6	-7.6	-8.5	-9.4	-10.3
4	-2.7	-3.6	-4.6	-5.5	-6.4
8	1.2	0.3	-0.7	-1.6	-2.5
10	3.1	2.2	1.2	0.3	-0.6

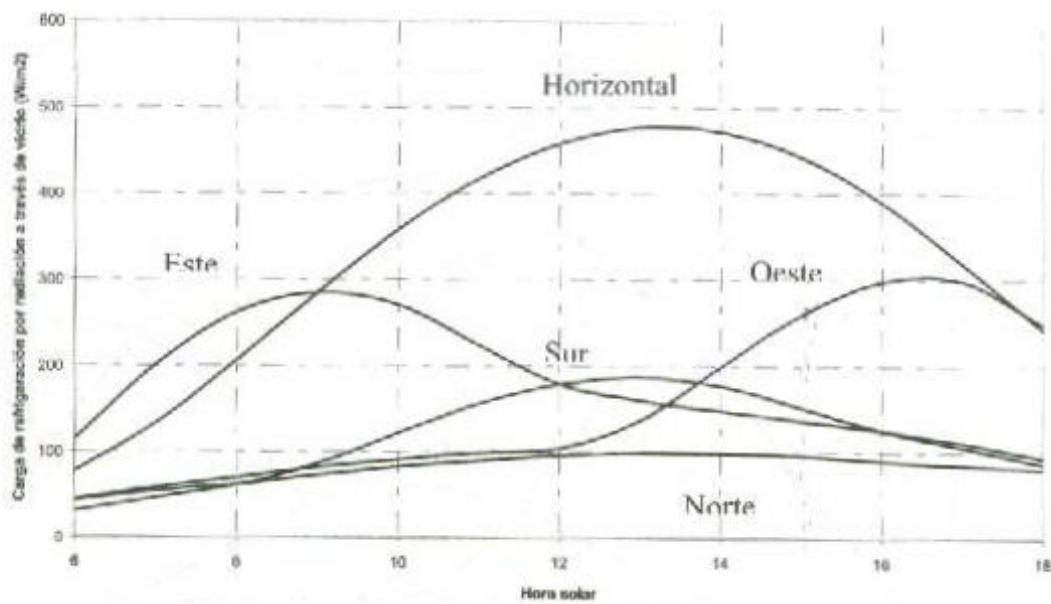


Ilustración 10. Radiación solar amortiguada. ASHRAE

Como resumen y de manera esquemática se exponen las condiciones finalmente escogidas.

Tabla 7. Características exteriores del proyecto

Localidad	Fuenlabrada	Madrid
Latitud	40,2833	º Norte
Longitud	3,8	º Oeste
Altitud	647	Metros
Zonas climáticas	E1	IV
Temperatura exterior de diseño	35	ºC
Temperaturas mínimas invierno	-2,7	ºC
Temperaturas máximas verano	36,5	ºC
Temperatura húmeda verano	22,6	ºC
Humedad relativa julio	37	%
Radiación solar máximas		
Techo (13 horas)	480	W/m2
Oeste (17 horas)	300	W/m2
Este (9 horas)	280	W/m2
Norte (13 horas)	100	W/m2
Sur (13 horas)	200	W/m2

3.3 Condiciones interiores de diseño y consideraciones especiales

Como condiciones interiores de diseño, básicamente nos referimos a temperatura, humedad, velocidad de aire, y calidad del aire de los espacios a climatizar.

Para la temporada de verano, nuestro caso de estudio, los valores de temperatura según la Documento Básico (DB-CT) deberán oscilar entre los 23° y 25° centígrados; la humedad relativa en torno a 40-60 %; y la velocidad interior del aire entre los 0,18 y 0,24 metros por segundo.

De esta manera, los valores escogidos han sido 24°C de temperatura interior, 50% de humedad interior y 0,2 metros por segundo de velocidad del aire interior.

Atendiendo a la calidad interior del aire, nos basamos en las tablas recogidas en la sección de salubridad del Documento Básico (DB-CT-HS) para seleccionar los caudales de renovación de aire en las distintas estancias de la vivienda.

Tabla 8. Caudales mínimos de aire. NB-CT-HS

		Caudal de ventilación mínimo exigido q_v en l/s		
		Por ocupante	Por m ² útil	En función de otros parámetros
Locales	Dormitorios	5		
	Salas de estar y comedores	3		
	Aseos y cuartos de baño			15 por local
	Cocinas		2 ⁽¹⁾	50 por local ⁽²⁾
	Trasteros y sus zonas comunes		0,7	
	Aparcamientos y garajes			120 por plaza
	Almacenes de residuos		10	

Como consideración especial tomaremos una tabla de radiación a través de las superficies acristaladas ponderada con la capacidad de absorber energía del mobiliario y los suelos, así como el contemplar la disminución de dicha radiación debido a persianas, toldos o cortinas.

3.4 Características de los cerramientos y delimitaciones de la vivienda

En primer lugar procederemos a la determinación de componentes y descripción de los materiales utilizados en cada cerramiento, para posteriormente realizar el cálculo del coeficiente de conducción térmica de dichos cerramientos según lo establecido en el Documento Básico.

Muro exterior, delimitación de la vivienda con el aire exterior:

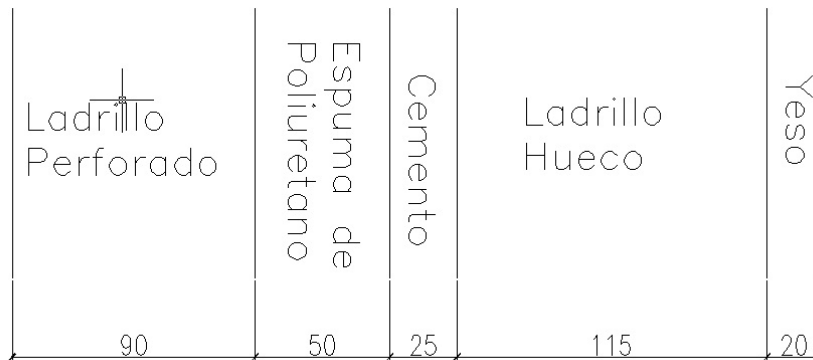


Ilustración 11. Composición del muro exterior

Ecuación 1. Coeficiente de transmisión térmica para el muro exterior

$$R = \frac{\text{espesor}}{\text{conductividad térmica}} = \frac{\lambda}{k} = \frac{[m]}{[W/m^{\circ}C]}$$

$$R_t = \frac{1}{h_e} + \sum R_i + \frac{1}{h_i} = 0,04 + 0,12 + \frac{0,05}{0,023} + \frac{0,025}{1,4} + \frac{0,02}{0,3} + 0,23 + 0,13 = 2,7784 \frac{m^2 \cdot ^{\circ}C}{W}$$

$$U = \frac{1}{R_t} = 0,3599 \frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}$$

Divisoria, delimitación de la vivienda a estudiar con respecto a otras viviendas o zonas comunes del edificio, estén o no acondicionadas:

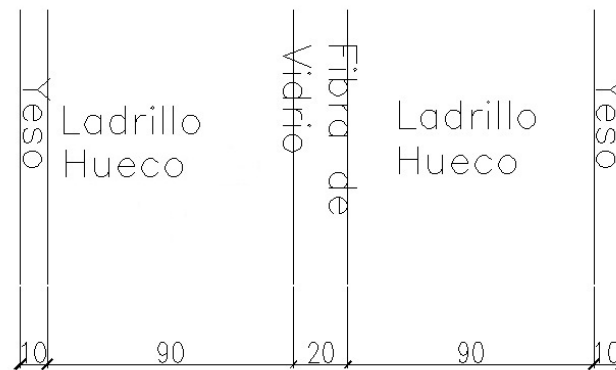


Ilustración 12. Composición de la divisoria

Ecuación 2. Coeficiente de transmisión térmica para la divisoria

$$Rt = 0,13 + \frac{0,01}{0,3} + 0,18 + \frac{0,02}{0,044} + 0,18 + \frac{0,01}{0,3} + 0,13 = 1,1412 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$$

$$U = \frac{1}{Rt} = 0,8762 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Tabique, delimitación de las distintas estancias dentro de la misma vivienda:

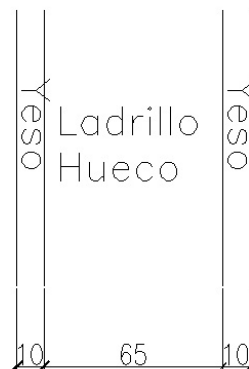


Ilustración 13. Composición del tabique



Ecuación 3. Coeficiente de transmisión térmica para el tabique

$$R_t = 0,13 + \frac{0,01}{0,3} + 0,13 + \frac{0,01}{0,3} + 0,13 = 0,4566 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$$

$$U = \frac{1}{R_t} = 2,189 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Techo- suelo, delimitación entre viviendas superiores e inferiores:

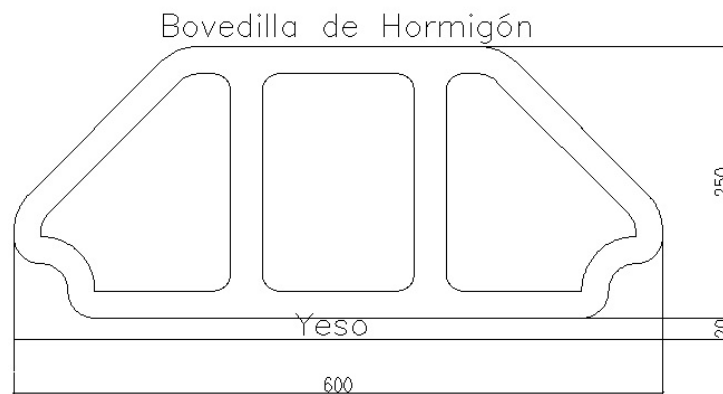


Ilustración 14. Diseño de la bovedilla

Ecuación 4. Resistencia térmica de la bovedilla de hormigón enlucida

$$R_t = 0,13 + \frac{0,02}{0,3} + 0,18 = 0,376 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$$

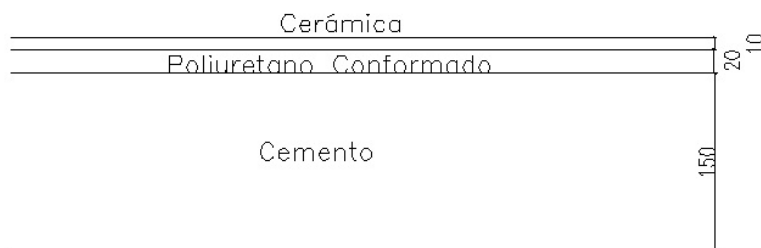


Ilustración 15. Composición del suelo



Ecuación 5. Coeficiente de transmisión térmica para el conjunto suelo-techo

$$R_t = \frac{0,15}{1,4} + \frac{0,02}{0,025} + 0,13 = 1,106 \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$$

$$U = \frac{1}{\sum R_t} = 0,674 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Ventanas: doble cristal color claro con cámara de aire de 9 milímetros y carpintería de aluminio sellada con silicona, persiana interior. Permeabilidad máxima de las carpinterías, dependiente de la disposición geográfica 50 metros cúbicos a la hora.

$$U = 4,2 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Puertas interiores:

$$U = 2 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Puerta exterior:

$$U = 3,5 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Puertas metálicas:

$$U = 5,8 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Como medida de seguridad, y atendiendo de nuevo al Documento Básico anteriormente mencionado, podemos comprobar que todos los cerramientos cumplen las características mínimas establecidas para la situación geográfica definida.



3.5 Otras consideraciones de interés

En el cálculo de la radiación solar, utilizaremos la tabla de referencia correspondiente a radiación ponderada para la absorción de los suelos y mueble del hogar, que absorberían energía para devolverla posteriormente a lo largo del día.

Destacar que se ha tenido en cuenta la existencia de cortinas en todas las zonas acristaladas, así como que las cristaleras y ventanas están compuestas por vidrio doble, para poder aplicar coeficientes de reducción de radiación solar según la sugerencia Ashrae

3.6 Medidas y dimensiones de la vivienda

La vivienda posee un total de 84 metros cuadrados contruidos, sin contar zonas comunes, es decir, la vivienda que nos ocupa. La altura de los techos interiores de la vivienda son 2,5 metros, y teniendo en cuenta el espesor de los forjados de techo y suelo la altura de la fachada exterior de la vivienda son 2,72 metros. Sus medidas principales son las referentes a la superficie de cerramientos que se contemplaran en el cálculo de la carga térmica. De este modo, dichas dimensiones son las siguientes:

Las paredes norte, incluyendo cristalera de la terraza, las porciones pertenecientes al trastero y las habitaciones, posee una longitud de 13,35 metros, una superficie exterior de 36,31 metros cuadrados de los cuales, 6 metros cuadrados corresponden a cristaleras.

La pared oeste, formada de dos partes, de 4,25 y 3,75 metros, para una longitud total de 8 metros, y una superficie de 21,76 metros cuadrados, de los cuales 2,4 metros cuadrados corresponden a las ventanas.

La divisoria con las viviendas contiguas y las zonas comunes, posee una longitud total de 19,20 metros, y una superficie (considerando alturas interiores de viviendas) de 48,13 metros cuadrados.

Se puede ver las dimensiones en planta en el plano de la vivienda (anexo 1)



4 Fundamentos teóricos y operativos

4.1 Introducción

A continuación vamos a proceder a explicar la normativa en la que están basados los posteriores cálculos, así como las bases teóricas para las consideraciones e hipótesis que tendremos en cuenta a la hora de analizar nuestra instalación.

4.2 Normativa legal

- DB-CT-HE, Documento Básico (Código Técnico) de la edificación, sección de Ahorro de Energía.
- DB- CT-HS, Documento Básico (Código Técnico) de la edificación, sección de Salubridad.
- Norma UNE 100014, Climatización \Bases para proyectos \Condiciones exteriores de cálculo, proporcionado por AENOR.
- Norma UNE 100001, Climatización \Condiciones climáticas para proyectos, proporcionada por AENOR
- Transfer Function Method (Métodos de la Función de Transferencia), desarrollado por ASHRAE
- Protocolo de Kyoto sobre el cambio climático.
- Protocolo de Montreal de sustancias que agotan el ozono

4.3 Procedimientos a seguir

Una vez obtenidas las características térmicas de los cerramientos y conociendo las condiciones climáticas tanto externas como internas de la vivienda, procederemos al cálculo de la carga térmica de la vivienda mediante los siguientes pasos:



- Obtención de los incrementos de temperatura para las distintas posibilidades que tenemos (cerramiento con orientación norte, cerramiento con orientación oeste y locales o viviendas colindantes no climatizados). Para ello utilizaremos el método ASHRAE para la obtención del incremento de temperatura equivalente, ponderando para nuestras características geográficas. Particularizamos para las 15 horas de mes de julio, que como establece la norma, es cuando se produce la carga máxima.
- Posteriormente, y utilizando también el método ASHRAE, obtenemos la cantidad de radiación solar incidente sobre cada una de nuestras fachadas, para ello haremos uso de la tabla ponderada con la absorción de energía por parte de suelos y mobiliario, obteniendo así la evolución de la radiación a lo largo del día. Al igual que en el paso anterior, particularizaremos para las 15 horas del mes de julio.
- Una vez obtenidas estas variables, procedemos a calcular la cantidad de energía que ganamos a través de los cerramientos, incluyendo puertas y ventanas, por convección, es decir por diferencia de temperaturas entre los dos lados del cerramiento. Para realizar el cálculo utilizaremos la siguiente ecuación, dependiente de la superficie del cerramiento, la conductividad térmica global del cerramiento y el incremento de temperatura obtenido previamente.

Ecuación 6. Obtención de la carga térmica

$$Q_{termica} = K \cdot S \cdot \Delta T^{a equi}$$

- Para continuar con el proceso, hemos de obtener la cantidad de energía que entra en nuestra vivienda a través de las superficies acristaladas en forma de radiación. El proceso es sencillo, ya que la radiación obtenida previamente, esta expresada en Wattios por metro cuadrado, por lo que únicamente es necesario conocer la superficie acristalada, y por tanto la superficie por la que entra la radiación en la vivienda. Deberemos de tener en cuenta los posibles factores de amortiguación como serían las persianas, cortinas, vidrios dobles, y demás medidas que permitan la pérdida de energía de la radiación. Destacar que el efecto de la

radiación sobre el resto de cerramientos que no sean acristalados ya se han tenido en cuenta en el método de obtención del incremento de temperatura equivalente.

- El siguiente paso es obtener la cantidad de energía que entra en la vivienda mediante el aire utilizado para ventilar la vivienda. El caudal de aire necesario para mantener una calidad de aire adecuada viene establecida por la norma según instalaciones, de esta manera obtenemos la cantidad total que serían necesario para ventilar todas las estancias de manera adecuada. La cantidad de energía que entra a través de dicha ventilación es fácil de obtener, ya que únicamente es necesario conocer el calor específico del aire y la diferencia de temperatura entre el aire exterior y el interior, en este caso esta diferencia de temperatura no es igual a la utilizada para el cálculo de cerramientos, si no que es directamente la temperatura de aire exterior de diseño menos la temperatura de aire interior de diseño. Con estos datos obtenemos la carga térmica producida por la ventilación. Hay que tener muy en cuenta que el aire exterior también contiene humedad, por lo que se producirá una carga térmica latente, el método de cálculo es igual, solo que en lugar del calor específico y la temperatura, es necesario el calor latente de vaporización y las humedades relativas del aire interior y exterior.
- A continuación hemos de obtener la carga térmica debida a las infiltraciones de aire, el método de cálculo es exactamente igual que para las cargas por ventilación, tanto para carga sensible como para latente, la única diferencia es el caudal de aire que se contempla. En este caso el aire a tener en cuenta es el que entra en la vivienda a través de posibles huecos o rendijas que hay en las carpinterías de ventanas y puertas, este flujo queda establecido de manera máxima en la norma, según la ubicación geográfica. No se considera la posibilidad de fugas a través de paredes, por contar estas con materiales impermeables, que impiden el paso del aire a través de las fachadas de los edificios.



4.4 Otras consideraciones

Para la realización de los cálculos posteriores, necesitamos conocer de manera aproximada como funcionará la instalación, independientemente de la carga y del refrigerante seleccionado. Para ello y considerando que la instalación final se realizará con maquinaria de uso común en el mercado de la climatización, sabemos que la gran mayoría de estas máquinas funcionan con ciclos de compresión simple, con un intercambiador interno entre la salida del condensador y la salida del evaporador, buscando conseguir un sobrecalentamiento del fluido que entra en el compresor, evitando así casi con total seguridad la entrada de gotas de líquido en el compresor.

Para los posteriores cálculos de efecto de impacto ambiental de las instalaciones, deberemos dar unos valores numéricos al factor de conversión de emisiones de dióxido de carbono con el consumo de energía eléctrica (expuesto en la ilustración 6), al potencial de efecto invernadero directo del refrigerante (peid ó GWP) representado en las fichas técnicas y de seguridad de los refrigerante (anexos 2-5) y finalmente al porcentaje de fugas anuales de refrigerante, obtenidos de manera experimental y recogidos en la siguiente tabla procedente de los apuntes de Marcelo Izquierdo (Prof. Universidad Carlos III, Departamento de Ingeniería Térmica), utilizaremos el dato más actualizado para nuestra instalación aunque no coincida el refrigerante. Estos datos serán utilizados en posteriores apartados.

Tabla 9. Porcentaje de fugas anuales

<i>Instalación</i>	<i>Porcentaje de fugas anuales</i>			
	<i>1970</i>		<i>1995</i>	
Compresores centrífugos	15%	R-11	0,75%	R-123
Supermercados	40%	R-502	10%	R-404A
Aparatos pequeños	10%	R-22	2%	R-407A
Frigoríficos	1%	R-12	0,25%	R-134A

5 Cálculos Manuales

5.1 Introducción

Estos cálculos se plantean para carga máxima, es decir suponemos que será el máximo de potencia exigida a la maquinaria, y por tanto la que nos permite definir la maquinaria.

Para realizar los cálculos nos encargaremos de utilizar las herramientas proporcionadas por los textos legales y la normativa, realizaremos una simplificación a la hora de considerar las condiciones exteriores, tomando como fecha y hora de carga máxima, un día de Julio o Agosto a las 15 horas.

5.2 Cálculo de las cargas térmicas

Para mejorar la comprensión de los distintos tipos de cargas a considerar, y el método en el que se obtienen, vamos a explicarlo paso a paso.

5.2.1 **Cargas por cerramientos.**

En este apartado procedemos al cálculo de la componente debida a las fugas de energía a través de los cerramientos en contacto con el aire exterior y con el resto de locales que rodean al local de estudios. El procedimiento es aplicar la ecuación de carga térmica, aunque con distintas particularizaciones para cada sub apartado, que expongo a continuación:

- Para poder tener en cuenta la influencia en la temperatura exterior equivalente de la radiación solar, hemos de distinguir entre los cerramiento norte y oeste, en las que los incrementos de temperatura equivalente son diferentes.
 - Pared Norte 4,35 °C
 - Pared Oeste 8,25°C



- Debido a que el coeficiente de conducción térmica de la pared exterior de la terraza y de la zona perteneciente al dormitorio es distinta, debemos dividir el cálculo de las fugas térmicas en la pared norte en dos zonas.
- Para el cálculo de las fugas a través de los cerramientos con otros espacios, consideramos que no sabemos si están o no condicionado, por lo que suponemos que no están climatizadas, y que por tanto su temperatura interior será la temperatura media entre la exterior y la interior de diseño, esto es 29,5°C. Por lo que el incremento de temperatura equivalente correspondiente es 5,5°C.
- Debido a que la temperatura equivalente exterior entre las paredes norte y oeste es distinta, también es necesario tenerlo en cuenta para las cargas térmicas de transmisión a través de las superficies acristaladas. Por ello dividimos también el cálculo entre pared norte y oeste. Aclarar que la superficie tapada por las cristalerías, ha sido descontada en los cerramientos de ladrillos considerados anteriormente.

Tabla 10. Cargas térmicas por cerramientos

Cargas por cerramientos	Superficie (m ²)	Δt_{eq} (°C)	K (W/m ² °C)	Q (W)
Exteriores				
Pared Norte (sin terraza)	18,625	4,35	0,3599	29,16
Pared Norte (terraza)	8,75	4,35	0,8762	33,35
Pared Oeste	17,975	8,25	0,3599	53,37
Interiores				
Suelos y techos	167,6	5,5	0,674	621,29
Local adyacente	41,125	5,5	0,8762	198,19
Zonas comunes	6,125	5,5	0,3599	12,12
Puerta	1,64	5,5	3,5	31,57
Superficies acristaladas				
Pared Norte	6	4,35	4,2	109,62
Pared Oeste	2,4	8,25	4,2	83,16
Total Cerramientos				1171,83

5.2.2 Cargas por radiación

Esta componente depende de la cantidad de radiación solar que atraviesa las superficies acristaladas, ya que la aportación de la radiación sobre las fachadas ya las hemos considerado anteriormente. Por tanto las consideraciones tomadas en este apartado son las siguientes:

- La energía que atraviesa la cristalera se obtiene como el producto de la radiación solar por metro cuadrado de superficie por la superficie acristalada.
- Distinguimos entre las orientaciones norte y oeste, por ser muy diferentes la cantidad de radiación solar que percibe cada una, de esta manera-
 - Orientación Norte 100 W/m^2
 - Orientación Oeste 260 W/m^2
- Aplicamos unos valores correctores, debido a que los cristales son dobles y con cámara de aire interior (0,9), y que las ventanas y cristaleras poseen persianas y cortinas que permiten la creación y por tanto la disminución de la cantidad de radiación que pasa a la vivienda (0,6).
- Se podrían incluir más correcciones, debido a las sombras proyectadas del exterior, toldos u otro tipo de protección solar.
- En caso de tener en cuenta alguna ventana interior, optaremos por un factor reductor del 0,2 debido a que la luz solar no incide directamente sobre la superficie acristalada, sino que la luz incide previo paso por otra alguna estancia.

Tabla 11. Cargas térmicas por radiación solar

Cargas por radiación	Superficie (m^2)	I (W/m^2)	Correctores	Q (W)
Pared Norte	6	100	$0,9 * 0,6$	324,00
Pared Oeste	2,4	260	$0,9 * 0,6$	336,96
Total radiación				660,96

5.2.3 Cargas por ventilación e infiltraciones

Corresponden a la energía que transporta el aire exterior que entra en la vivienda, ya sea de manera voluntaria y obligada, como es la ventilación adecuada para una correcta calidad de aire; como la involuntaria, correspondiente principalmente a la permeabilidad

de los muros y la correspondiente a las distintas juntas entre cerramientos. Se contemplan por tanto dos caudales de aire que penetra en el interior y dos formatos de energía que transporta el aire.

- Dividiremos las cargas entre sensible (diferencia de temperaturas) y latente (diferencia de humedades).
- Para la obtención del calor sensible que transporta el aire, hemos de aplicar una ecuación que relaciona la temperatura exterior, la temperatura interior, la densidad, el calor específico y el caudal de aire.

Ecuación 7. Carga térmica sensible por renovación de aire

$$Q = \rho \cdot v \cdot C_p \cdot (T_{ext} - T_{int})$$

- La obtención de la carga latente se realiza con una ecuación similar, aunque relaciona las relaciones de humedad, interior y exterior, la densidad y el caudal de aire y el calor latente del agua.

Ecuación 8. Carga térmica latente por renovación de aire

$$Q = \rho \cdot v \cdot \lambda \cdot (w_{ext} - w_{int})$$

- Para obtener la relación de humedad hacemos uso del diagrama psicométrico del aire ambiente.
- La carga por ventilación corresponde a lo solicitado por la norma de salubridad sobre calidad de aire interior, así, para una vivienda como la nuestra, para 3 habitantes y 2 dormitorios, suma un caudal total de 0,024 m³/s.
- Para las cargas por infiltraciones aplicamos lo expuesto en la norma, es decir, para una vivienda con esta ubicación, la permeabilidad máxima para los cerramientos es de 50 l/m², lo que multiplicado por la superficie total expuesta al exterior, se obtiene un caudal de 0,093 m³/s.



Tabla 12. Cargas térmicas por renovación de aire

Carga por ventilación (0,024 m ³ /s)				Q (W)
Sensible				316,80
Latente				248,25
Carga por infiltraciones (0,093 m ³ /s)				Q (W)
Sensible				1313,16
Latente				1031,48

5.2.4 Cargas internas

Ahora corresponde analizar las cargas producidas por el uso de la vivienda, e incluye tanto el calor corporal desprendido por las personas, como el calor procedente de la iluminación y el uso de aparatos eléctricos que disipan energía. También contemplaremos aquí la carga producida por la maquinaria propia de la instalación.

- El calor corporal afecta tanto a la temperatura como a la humedad por la sudoración, por lo que tiene componente sensible y latente. Se utilizan los valores de emisión establecidos por la norma para una persona sentada y en reposo.
- Al tratarse de 3 habitantes, el calor aumenta de manera directa, pero debido a la simultaneidad, es decir, a que es poco el tiempo en que se encuentran las 3 personas en la vivienda, aplicamos un factor de corrección de 0,4.
- Consideramos que el calor producido por la iluminación es igual a la potencia lumínica que produce, es decir que simplificamos las componentes de radiación, convección y transmisión en una única componente constante.
- La norma establece como una buena iluminación para una vivienda 20 Wattios por metro cuadrado, por lo que establecemos ese valor como estándar para toda nuestra vivienda, y por lo tanto lo multiplicamos por la superficie de la vivienda para obtener el calor emitido por la iluminación.
- Al igual que las personas, es muy poco probable los instantes de tiempo en que estén todas las luces de la vivienda encendidas, por lo que aplicamos un factor corrector por simultaneidad de 0,2

- Los equipos internos tenidos en cuenta como fuentes de calor son: la televisión (50 W), un ordenador de sobremesa (100 W) y los distintos electrodomésticos de la cocina (150 W), además establecemos un nuevo factor corrector de simultaneidad de 0,3 debido a que no están en funcionamiento todos los equipos a la vez.
- Finalmente establecemos como hipótesis y aproximación experimental, que la carga debida a los equipos propios de la instalación son aproximadamente el 6 % de las cargas sensibles totales.

Tabla 13. Cargas térmicas internas

Cargas internas	Carga		Correctores	Q (W)
Personas				
Sensible	70 W/pax		0,4	84,00
Latente	60 W/pax		0,4	72,00
Iluminación	20 W/m ²		0,2	335,20
Equipos	300 W		0,3	90,00
Instalación	6 % Cargas sensibles			238,31

Finalmente exponemos todos los tipos de cargas, estableciendo un margen de seguridad del 5% tanto para las cargas sensibles como las latentes, esta medida permite absorber los posibles errores cometidos en el cálculo. Podemos apreciar un carga total para la vivienda, baja con respecto a la media, debido a que las características de los cerramientos cumplen de manera muy holgada lo mínimo establecido por la norma, y por tanto consiguiendo un mayor ahorro energético.

Tabla 14. Cargas térmicas totales de la vivienda

Cargas por cerramientos	Superficie (m ²)	Δt_{eq} (°C)	K (W/m ² °C)	Q (W)
Exteriores				
Pared Norte (sin terraza)	18,625	4,35	0,3599	29,16
Pared Norte (terraza)	8,75	4,35	0,8762	33,35
Pared Oeste	17,975	8,25	0,3599	53,37
Interiores				
Suelos y techos	167,6	5,5	0,674	621,29
Local adyacente	41,125	5,5	0,8762	198,19
Zonas comunes	6,125	5,5	0,3599	12,12
Puerta	1,64	5,5	3,5	31,57
Superficies acristaladas				
Pared Norte	6	4,35	4,2	109,62
Pared Oeste	2,4	8,25	4,2	83,16
Total Cerramientos				1171,83
Cargas por radiación	Superficie (m ²)	I (W/m ²)	Correctores	Q (W)
Pared Norte	6	100	0,9 * 0,6	324,00
Pared Oeste	2,4	260	0,9 * 0,6	336,96
Total radiación				660,96
Carga por ventilación (0,024 m ³ /s)				Q (W)
Sensible				316,80
Latente				248,25
Carga por infiltraciones (0,093 m ³ /s)				Q (W)
Sensible				1313,16
Latente				1031,48
Cargas internas	Carga		Correctores	Q (W)
Personas				
Sensible	70 W/pax		0,4	84,00
Latente	60 W/pax		0,4	72,00
Iluminación	20 W/m ²		0,2	335,20
Equipos	300 W		0,3	90,00
Instalación	6 % Cargas sensibles			238,31
Carga Sensible Total	4210,14	5%		4420,65
Carga Latente Total	1351,48	5%		1419,05
Carga Total	5561,62			5839,70

5.3 Cálculo de los ciclos térmicos

A continuación procederemos a calcular y representar los diagramas del ciclo frigorífico para distintos fluidos refrigerantes, en primer lugar realizaremos el ciclo con el refrigerante HCFC (hidroclorofluorocarburos), refrigerante tradicionalmente utilizado en las instalaciones de aire acondicionado doméstico como el que estamos estudiando, para posteriormente realizar el ciclo un refrigerantes nuevo, mucho menos dañino que el R22, este refrigerante es el Isceón R- 417 A, proporcionados por el distribuidor DuPont, del cual utilizaremos también el software para el cálculo de los ciclos térmicos.

Para realizar el cálculo de los diagramas tomaremos las siguientes consideraciones:

- Optamos por la utilización de un ciclo de compresión simple con intercambiador de calor interno, por ser el ciclo más comúnmente realizado por las maquinarias de climatización domésticas.
- Debido a que el sistema sería refrigerado por convección forzada al ambiente, es decir con aire procedente del exterior, y para que esta convección se produzca de la mejor manera posible, consideraremos un incremento de temperatura para el fluido en el condensador de 12 °C con respecto al aire exterior, esto es que para la ubicación de la instalación y en el momento de carga máxima esta sería 34°C, por lo que la temperatura de condensación sería 46 °C. En el incremento de 12 °C ya hemos tenido en cuenta la eficiencia de condensador.
- Para la realización de la instalación utilizaremos equipos comerciales distribuidos por los fabricantes. Cumpliendo con los requisitos de la norma, la temperatura de impulsión del aire en las salidas de aire será 15 °C, por lo que teniendo en cuenta la pérdida eficiencia de los intercambiadores de calor de las salidas, el agua que circule por el intercambiador deberá estar aproximadamente a 11,5 °C, para una eficiencia del 0,8. Igualmente, para una temperatura del agua de 11,5°C, con la consideración de que la temperatura de evaporación debe estar sobre cero para evitar el problema de escarcha y teniendo en cuenta un incremento de temperatura de 5 °C en el evaporador, obtenemos que la temperatura de evaporación debería ser en torno a los 6,5 °C, tomaremos 6°C. En caso de utilizar unidades sin circuito secundario de agua, la temperatura de



evaporación la supondremos igual, necesitando un flujo de aire menor para conseguir el mismo intercambio de calor en el evaporador.

- También tendremos en cuenta para la realización del ciclo, un sobrecalentamiento de 10°C para evitar el golpe de líquido en el compresor, lo cual conseguiremos mediante un intercambiador interno entre el fluido de salida del evaporador, el de salida del condensador, provocando con esta operación un subenfriamiento de 5°C .
- Como consideraciones adicionales, tomaremos un rendimiento isoentrópico del compresor de 0,7, y un rendimiento volumétrico ideal de 1.
- Todas estas consideraciones serán tratadas y analizadas posteriormente de manera detallada para el sistema real.



Procedamos por tanto al cálculo del ciclo de para el R22, datos de partida:

$$Q_{\text{eva}} = 6 \text{ KW} / T^{\text{a}}_{\text{cond}} = 50^{\circ}\text{C} / T^{\text{a}}_{\text{eva}} = 6^{\circ}\text{C} / \eta = 0,7$$

Tabla 15. Definición de variables del ciclo para R-22

Ciclo de compresión simple con cambiador interno de calor			
Refrigerante:		R-22	
Caída de Presión dp [bar]		Compresor	
Línea líquida + Condensador	0,97	Rendimiento volumétrico [-]	1
Evaporador	0,6	Rendimiento isoentrópico [-]	0,7
iWT + Línea de succión	0	Tasa de Compresión p2/p1 [-]	3,413
		Diferencia de Presión p2-p1 [bar]	14,421
Condensación tc [°C]	50	Volumen desplazado [m³/h]	5,95
Temperatura media [°C]	50,8	Caudal de masa [kg/s]	0,0362
Presión de condensación pc [bar]	19,4269	Capacidad volumétrica [kJ/m³]	3631,3
Evaporación to [°C]	6	Capacidad frigor. Qo [kW]	6,00
Temperatura media [°C]	5,9	Potencia del Compresor P [kW]	1,85
Presión de evaporación po [bar]	6,0259	Potencia calorífica Qc [kW]	8,11
		Coeficiente frigorífico [-]	3,25
Subenfriamiento [K]	5		
Sobrecalentamiento (Evap.) [K]	10		
Sobrecalentamiento (i WT) [K]	10		
Sobrecalentamiento (L.d.s.) [K]	10		

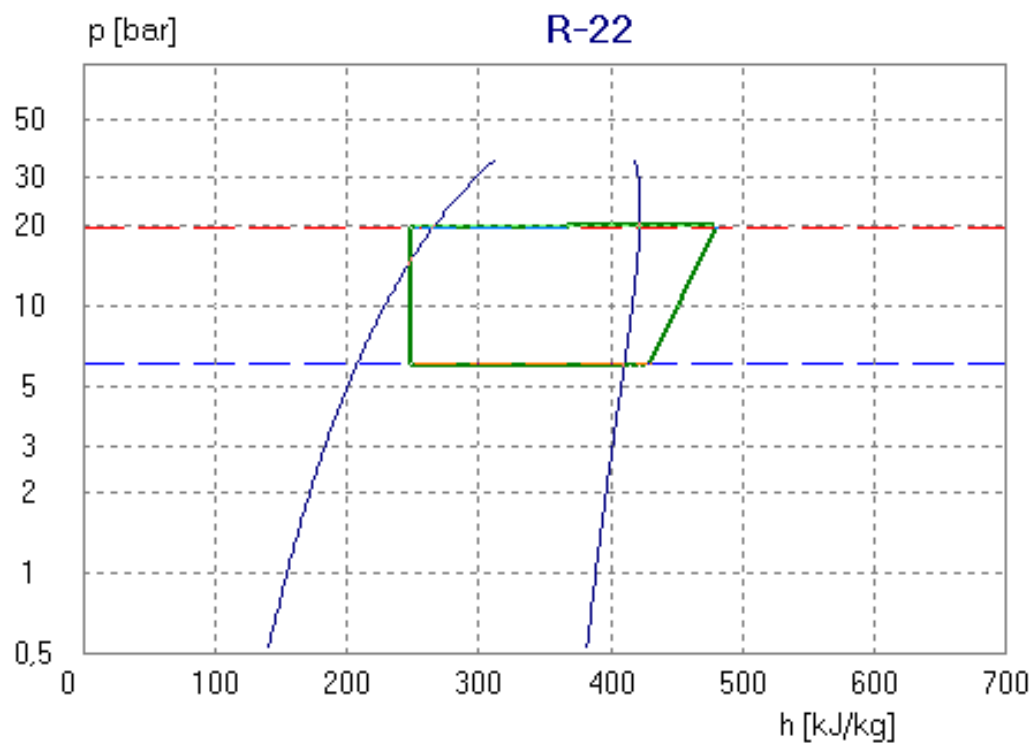


Ilustración 16. Ciclo de trabajo del R-22 sobre el diagrama P-h

Procedamos ahora a realizar el mismo procedimiento con el Isceón R 417 A

$$Q_{\text{eva}} = 6 \text{ KW} / T^{\text{a}}_{\text{cond}} = 50^{\circ}\text{C} / T^{\text{a}}_{\text{eva}} = 6^{\circ}\text{C} / \eta = 0,7$$

Tabla 16. Definición de las variables del ciclo para R-417A

Ciclo de compresión simple con cambiador interno de calor			
Refrigerante:		R 417 A	
Caída de Presión dp [bar]		Compresor	
Línea líquida + Condensador	0,87	Rendimiento volumétrico [-]	1
Evaporador	0,5	Rendimiento isoentrópico [-]	0,7
iWT + Línea de succión	0	Tasa de Compresión p2/p1 [-]	3,690
		Diferencia de Presión p2-p1 [bar]	13,286
Condensación tc [°C]	50	Volumen desplazado [m³/h]	7,30
Temperatura media [°C]	49,5	Caudal de masa [kg/s]	0,0454
Presión de condensación pc [bar]	17,3541	Capacidad volumétrica [kJ/m³]	2957,5
Evaporación to [°C]	6	Capacidad frigor. Qo [kW]	6
Temperatura media [°C]	4,5	Potencia del Compresor P [kW]	1,89
Presión de evaporación po [bar]	4,9884	Potencia calorífica Qc [kW]	8,32
		Coeficiente frigorífico [-]	3,17
Subenfriamiento [K]	5		
Sobrecalentamiento (Evap.) [K]	10		
Sobrecalentamiento (i WT) [K]	10		
Sobrecalentamiento (L.d.s.) [K]	10		

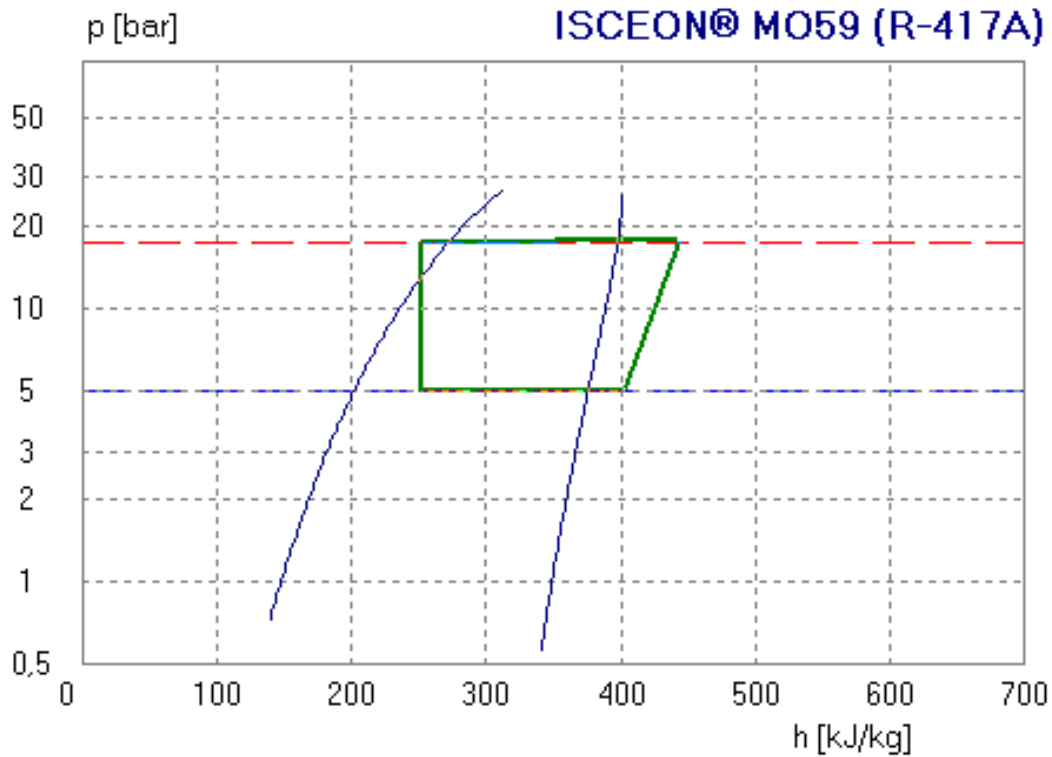


Ilustración 17. Ciclo de trabajo del R-417A sobre el diagrama P-h

5.4 Cálculo de la potencias

A partir de los resultados obtenidos tanto en los diagramas como en las tablas, obtenemos de manera directa la potencia necesaria para cada ciclo, al igual que el coeficiente frigorífico (COP).

Tabla 17. Potencia y COP de los ciclos para R-22 y R-417 A

Refrigerante	Potencia (KW)	COP
R22	1,85	3,25
R417A	1,89	3,17

Se observa que la diferencia entre los distintos refrigerantes es prácticamente nula, pero podemos decir que el R22, posee un mayor coeficiente frigorífico, pero podemos observar que las temperaturas de descarga y las presiones son más altas en general, lo



que sumado al impacto ambiental deja claro la conveniencia de usar R-417 A, de todas formas estudiaremos los dos para observar mejor las diferencias.

5.5 Descripción de elementos de la instalación a carga máxima

Ahora definiremos cada componente según la instalación para cada uno de los refrigerantes, debido a que tanto las presiones como los flujos máximos varían en función del refrigerante. Expresaremos las características en forma de tabla, para hacerlos más comprensibles.

Tabla 18. Descripción de componentes para R-22

Condensador		Evaporador		Válvula isoentálpica	
Potencia	8,11 KW	Potencia	6,00 KW	Refrigerante	R-22
Tª funcionamiento	50,8 °C	Tª funcionamiento	5,9 °C	Flujo de masa	0,0362 Kg/s
Refrigerante	R-22	Refrigerante	R-22	Presión entrada	19,4269 bar
Flujo de masa	0,0362 Kg/s	Flujo de masa	0,0362 Kg/s	Presión salida	6,0259 bar
Presión	19,4269 bar	Presión	6,0259 bar	Tipo	isoentálpica
ΔPresión	0,97 bar	ΔPresión	0,6 bar		
Tipo	Refriger. Aire	Tipo	Refriger. Agua		
Eficiencia	0,8	Eficiencia	0,8		
Intercambiador interno		Compresor			
ΔTª recalentamiento	10 °C			Potencia	1,85 KW
ΔTª subenfriamiento	5 °C			Relación de compresión	3,413
Refrigerante	R-22			Refrigerante	R-22
Flujo de masa	0,0362 Kg/s			Flujo de masa	0,0362 Kg/s
Tipo	refr - refr			Tª de aspiración	35,73 °C
Eficiencia	0,9			Tª de salida	119,31 °C
				Rendimiento	0,7
				Tipo	tornillo

Tabla 19. Descripción de componentes para R-417A

Condensador		Evaporador		Válvula isoentálpica	
Potencia	8,32 KW	Potencia	6,00 KW	Refrigerante	R- 417A
Tª funcionamiento	49,5 °C	Tª funcionamiento	4,5 °C	Flujo de masa	0,0454 Kg/s
Refrigerante	R- 417A	Refrigerante	R- 417A	Presión entrada	17,3541 bar
Flujo de masa	0,0454 Kg/s	Flujo de masa	0,0454 Kg/s	Presión salida	4,9884 bar
Presión	17,3541 bar	Presión	4,9884 bar	Tipo	isoentálpica
ΔPresión	0,87 bar	ΔPresión	0,5 bar		
Tipo	Refriger. Aire	Tipo	Refriger. Agua		
Eficiencia	0,8	Eficiencia	0,8		
Intercambiador interno				Compresor	
ΔTª recalentamiento	10 °C			Potencia	1,89 KW
ΔTª subenfriamiento	5 °C			Relación de compresión	3,69
Refrigerante	R- 417A			Refrigerante	R- 417A
Flujo de masa	0,0454 Kg/s			Flujo de masa	0,0454 Kg/s
Tipo	refr - refr			Tª de aspiración	35,70 °C
Eficiencia	0,9			Tª de descarga	93,74 °C
				Rendimiento	0,7
				Tipo	tornillo

6 Simulación informática

6.1 Introducción

Ahora que hemos dimensionado de manera manual la maquinaria de la instalación, necesitamos conocer el consumo de energía de la instalación hora a hora, para poder determinar sus emisiones de sustancias contaminantes, así como determinar los periodos de trabajo de la instalación según su funcionamiento nominal.

Para realizar dicha simulación dividiremos en primer lugar la carga total de la vivienda en tres componentes principales, como son la carga principal, carga por radiación y carga interna.

Carga principal: es la componente referida a las cargas a través de cerramientos, ventilación e infiltración, que dependen principalmente de la temperatura ambiente exterior, por lo que procedemos a sumar los tres términos y establecer una relación de dependencia, y que por tanto corresponde a obtener las pérdidas globales de todo el edificio suponiendo una temperatura exterior de 35 °C, y una temperatura interior de diseño de 24 °C, con lo que obtenemos.

Ecuación 9. Cálculo de pérdidas por cerramientos

$$\begin{aligned} Q_{total} &= Q_{cerramientos} + Q_{ventilacion} + Q_{infiltraciones} \Rightarrow Q_{total} = 4359,23 \text{ W} \\ Q &= \Delta T * UA \\ \Delta T &= 11^{\circ}C \Rightarrow UA = 396,2936 \frac{W}{^{\circ}C} \end{aligned}$$

Carga por radiación: al ser totalmente independiente de la temperatura exterior, y tenerla expresada para nuestro proyecto en función de la hora diaria, podemos considerarla constante para los periodos principales de funcionamiento, si bien se podría precisar para cada momento del día.

Cargas internas: totalmente independientes de la temperatura y la hora del día, muy variable, se considera constante en todo momento del día.

Ecuación 10. Ecuación de la carga térmica en función de la temperatura exterior

$$\begin{aligned}
 Q_{Total} &= Q_{total} + Q_{int\ ernas} + Q_{radiacion} \\
 Q_{int\ ernas} + Q_{radiacion} &= 1480,47\ W \\
 Q_{frig}(T_{ext}) &= [UA * (T_{ext} - T_{int\ diseño})] + Q_{int\ ernas} + Q_{radiacion} \\
 Q_{frig}(T_{ext}) &= \left[396,2936 \frac{W}{^{\circ}C} * (T_{ext} - 24)^{\circ}C \right] + 1480,47W
 \end{aligned}$$

Una vez conocidas las pérdidas del edificio y con la ecuación total que suma las tres componentes, podemos proceder a la simulación, para la cual necesitamos unos datos de temperaturas exteriores instantáneas para la ubicación de nuestro proyecto. Para ello utilizaremos un estudio de la Universidad Carlos III sobre condiciones ambientales exteriores de la zona geográfica del Campus de Leganés, muy próximo a nuestra ubicación, y que por tanto tomaremos como nuestro. Del estudio, únicamente utilizamos la temperatura media, tomada cada 10 minutos a lo largo del día, y estableciendo por lo tanto una muestra de 144 mediciones, para cada día del año.

Como criterio para discriminar algunos de los datos del estudio, en primer lugar, únicamente estudiaremos los meses de Mayo, Junio, Julio, Agosto y Septiembre, y en segundo lugar, únicamente tendremos en cuenta los datos en los que la temperatura exterior sea mayor a 24 °C, para evitar así que la máquina este funcionando muy por debajo de su capacidad nominal en los días nublados, o en los que no haga calor, y que por tanto la máquina de aire acondicionado no debería funcionar.

6.2 *Simulación de las cargas térmicas con el programa Mathcad*

Los datos del estudio de variables ambientales se expresan en forma de matrices, y debido a que posteriormente deberemos proceder a realizar una amplia gama de procesos matemáticos, escogemos este programa para facilitar el manejo de los datos.

Como ya hemos dicho, para el periodo de meses a estudiar, obtendremos el dato de la temperatura exterior media, medida cada 10 minutos para cada día, y procederemos a calcular la carga térmica total de la vivienda para todos aquellos instantes de tiempo en

los que dicha temperatura exterior sea superior a 24 °C, para posteriormente obtener la potencia consumida por la máquina en cada instante de tiempo, dependiente también de la temperatura exterior.

6.3 *Simulación de ciclos térmicos según refrigerantes*

Debido a que el proyecto se basa en la sustitución de los antiguos refrigerantes HCFC, por los de nueva generación, y dado que las instalaciones con R-22 ya son conocidas, procedemos al cálculo de la instalación para el refrigerante seleccionado para nuestra instalación, R-417 A.

6.3.1 Para refrigerante R-417 A

En primer lugar se procederá a cargar todos los datos de las bases de datos, y agruparlos en matrices donde sólo reflejaremos los pertenecientes a la 5ª columna, datos que expresan la temperatura exterior.

$$\text{dia29mes5} \quad \text{[icono de archivo]} \\ \text{datos}^{\langle 29 \rangle} := (0.1 \text{ dia29mes5})^{\langle 5 \rangle}$$

Una vez agrupados los datos se generará una matriz denominada “datos”, a partir donde se encuentran la temperatura exterior de todos los días de los meses mayo, junio, julio, agosto y septiembre, tomada cada 10 minutos.

Comenzamos a tratar los datos obtenidos de la base de datos, para ello, describimos unas variables hora y día, que nos permitirán recorrer la matriz datos en su totalidad.

Realizamos una discriminación de datos, es decir, consideramos que en todos aquellos momentos en los que la temperatura exterior sea inferior a nuestra temperatura interior de diseño (24 °C), sea 0, para evitar así posteriormente el cálculo de potencias en esos instantes, ya que la maquinaria permanecería apagada. Y los almacenamos en la matriz “tmedval”

$$\text{Cargafrig}_{\text{hora, dia}} := \begin{cases} \left[396.2936 \frac{\text{W}}{\text{C}} (\text{tmedval}_{\text{hora, dia}} - 24\text{C}) + 1480.47\text{W} \right] & \text{if } \text{tmedval}_{\text{hora, dia}} \neq 0 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{tcondensacion}_{\text{hora, dia}} := \begin{cases} 55\text{C} & \text{if } (\text{tmedval}_{\text{hora, dia}} > 43\text{C}) \\ 50\text{C} & \text{if } (\text{tmedval}_{\text{hora, dia}} < 38\text{C}) \\ 0\text{C} & \text{if } \text{tmedval}_{\text{hora, dia}} = 0\text{C} \\ (\text{tmedval}_{\text{hora, dia}} + 12\text{C}) & \text{otherwise} \end{cases}$$

El siguiente paso es obtener las cargas térmicas del edificio y la temperatura de condensación del ciclo, para ello utilizaremos la expresión anteriormente obtenida para la carga frigorífica (ecuación 5) y una serie de premisas o hipótesis que definiremos a continuación sobre la temperatura de condensación en condiciones de verano (refrigeración).

- Como norma general la temperatura de condensación del ciclo, será la temperatura exterior más un incremento de 12 °C, que permita un fácil intercambio de calor entre el condensador y el aire exterior.
- La temperatura de condensación nunca superará los 55°C por ser ésta una temperatura muy elevada.
- La temperatura de condensación en ningún caso será inferior a los 50°C para garantizar un adecuado intercambio de calor sin que se resienta la eficiencia.
- Para las ocasiones en que la máquina se encuentra parada la temperatura de condensación será también 0.

El siguiente paso consiste en obtener una expresión que permita relacionar los distintos puntos característicos de los ciclos térmicos con la temperatura de condensación, para ello, realizaremos 11 ciclos distintos en los que únicamente variaremos la temperatura de condensación de medio grado en medio grado, de manera que obtengamos una relación lineal. En todos los casos, el resto de variables las mantenemos constantes e iguales a los expresados previamente (tabla 2). El ciclo se considera con temperatura de evaporación constante, y un rendimiento isoentrópico del compresor de 0,7.

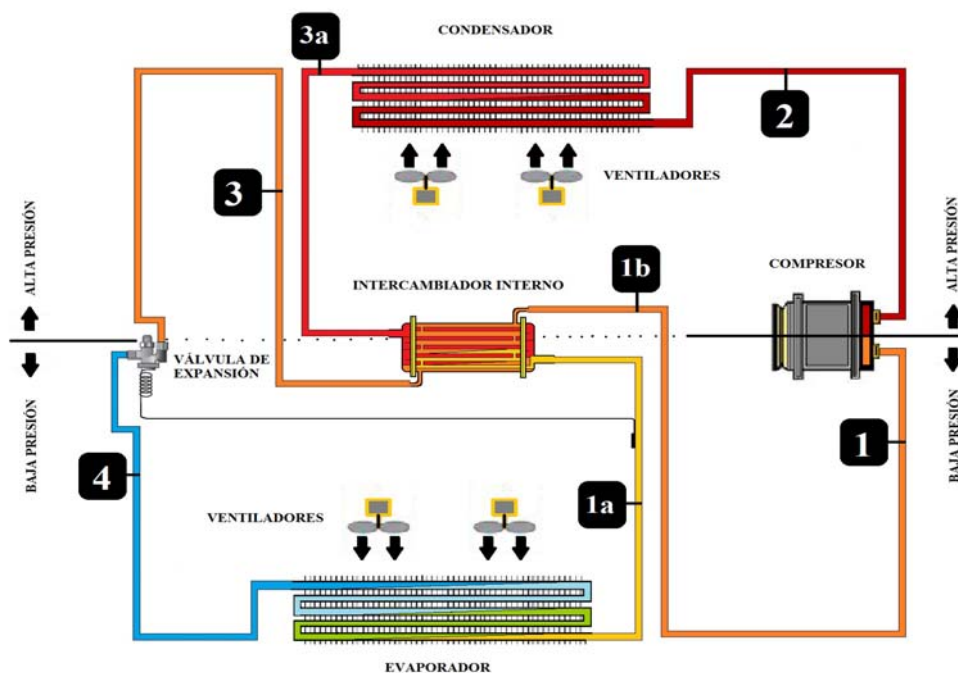


Ilustración 18. Circuito de la instalación

Como explicación del ciclo diremos que se trata de un ciclo de expansión directa con un intercambiador interno de calor, que nos permite obtener un recalentamiento adecuado para evitar el golpe de líquido en el compresor, los puntos definidos como característicos son los representados en la ilustración 17, y que procedemos a definir a continuación.

Punto 1. Características del fluido de entrada al compresor. El fluido se encuentra como vapor sobrecalentado.

Punto 1a. Características del fluido a la salida del evaporador.

Punto 1b. Características del fluido a la salida del intercambiador interno.

Punto 2. Características del fluido a la salida del compresor, que es la entrada al condensador.

Punto 3a. Características del fluido a la salida del condensador.

Punto 3. Características del fluido a la entrada de la válvula de expansión, en este momento el fluido se encuentra como líquido sub enfriado.

Punto 4. Características del fluido a la entrada del evaporador.

Para proseguir con el cálculo de los ciclos para cada temperatura de condensación utilizamos un software (Duprex 3.0) suministrado por una empresa distribuidora de refrigerantes llamada Kimikal, el cual permite obtener los parámetros del ciclo estableciendo los distintos valores característicos del ciclo.



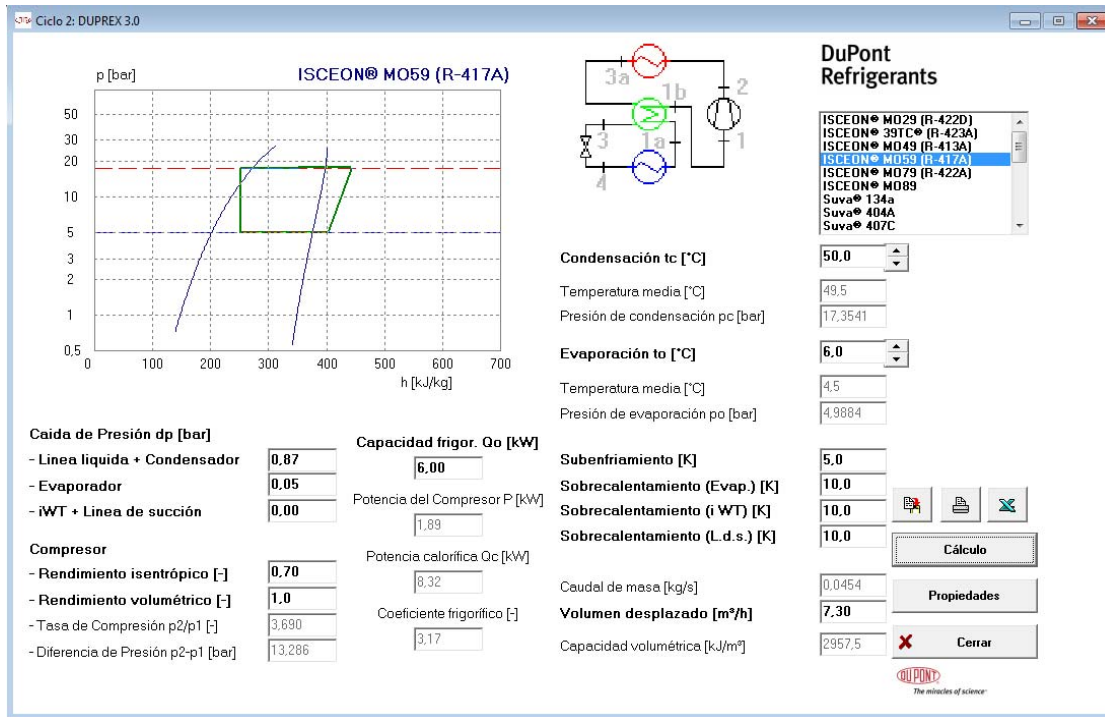


Ilustración 19. Cálculo del ciclo en Duprex 3.0

De este software también obtenemos los datos específicos de la entalpía para cada variación en las variables del sistema, además del resto de propiedades del fluido para cada punto característico anteriormente definido.

Propiedades de ciclo						
	t	p	h	s	v	x
	[°C]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kgK]	[dm ³ /kg]	[%]
1a	15,70	4,9384	383,43	1,6615	40,6545	
1b	25,70	4,9384	392,70	1,6931	42,7210	
1	35,70	4,9384	401,99	1,7237	44,7107	
2	93,74	18,2241	443,73	1,7583	12,9835	
3a	42,41	17,3541	260,47	1,2017	0,9335	
3	36,37	17,3541	251,19	1,1721	0,9060	
4	3,21	4,9884	251,19	1,1847	11,3272	28,2
1-2			41,74			
1-2s			29,22			

Ilustración 20. Propiedades del ciclo por Duprex 3.0

Obtendremos este cuadro para cada una de las temperaturas de condensación posible, que según hemos programado variará entre los 50 y los 55 grados centígrados. A modo de simplificación, tomaremos constancia de los valores en incrementos de 0,5 grados, para obtener los datos que utilizaremos para obtener las líneas de tendencia de los datos y poder utilizarlas para intervalos continuos.

Una vez dibujados todos los ciclos y agrupados obtenemos el siguiente resultado, de donde obtenemos las ecuaciones.

Tabla 20. Entalpías del ciclo en función de la temperatura de condensación

Tª Condensación	H1	H2	H3 H4	H1B	H3A
50	400,07	444,87	251,31	381,73	260,47
50,5	400,07	445,26	252,11	381,73	261,27
51	400,07	445,64	252,9	381,73	262,06
51,5	400,07	446,02	253,71	381,73	262,87
52	400,07	446,41	254,51	381,73	263,67
52,5	400,07	446,79	255,32	381,73	264,48
53	400,07	447,17	256,12	381,73	265,28
53,5	400,07	447,54	256,93	381,73	266,09
54	400,07	447,53	257,75	381,73	266,91
54,5	400,07	448,31	258,56	381,73	267,72
55	400,07	448,68	259,38	381,73	268,54

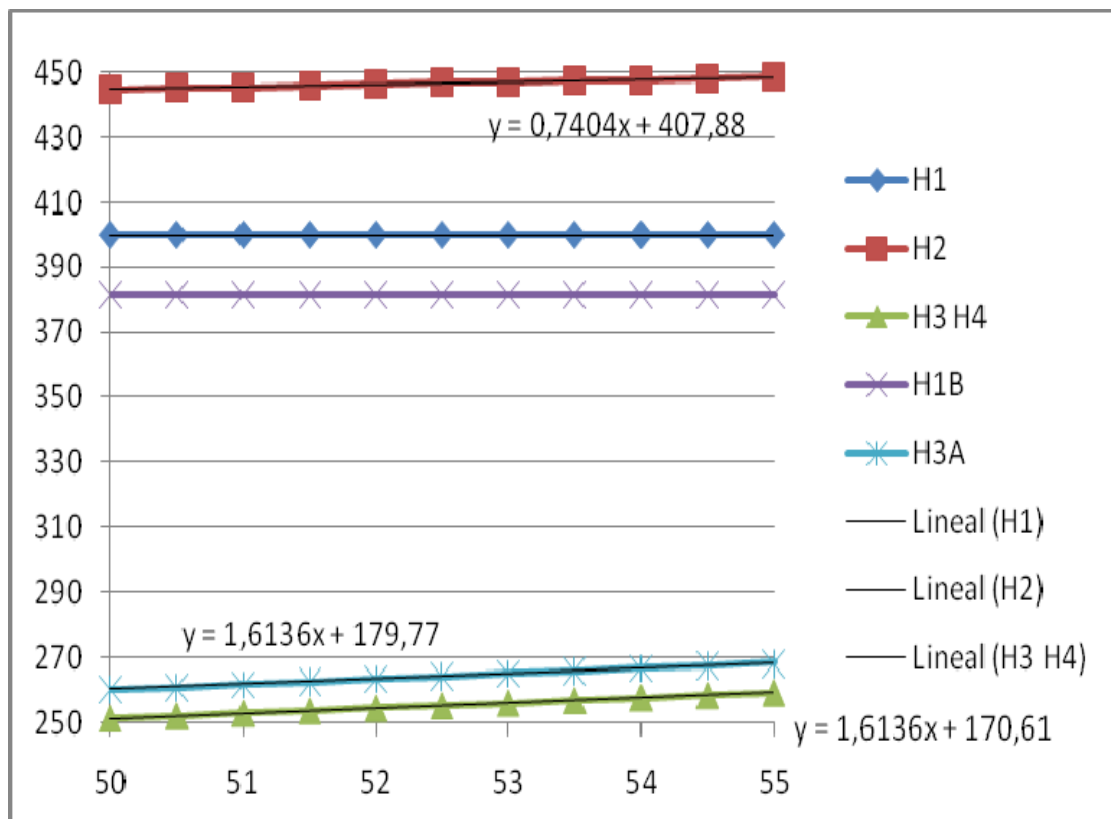


Ilustración 21. Entalpías del ciclo en función de la temperatura de condensación

De esta manera y como resultado final obtenemos que:

- H1 es constante para todos los ciclos
- H1B es constante para todos los ciclos
- H2 sigue una relación lineal ($y = 0,7404 x + 407,88$)
- H3A sigue una relación lineal ($y = 1,6136 x + 179,77$)
- H3 y H4 siguen una relación lineal ($y = 1,6136 x + 10,61$)

Una vez obtenidas las ecuaciones que definen los puntos característicos en función de la temperatura de condensación, podemos proceder a obtener los distintos valores de dichos puntos característicos para toda nuestra muestra de temperaturas de condensación pudiendo obtener así nuevas matrices de datos donde se encuentren los valores de los puntos característicos del ciclo para cada muestra.

$$\begin{aligned} \text{flujomasa}_{\text{hora, dia}} &:= \frac{\text{Cargafrig}_{\text{hora, dia}}}{h1b - h4_{\text{hora, dia}}} \\ \text{potenciacompresor}_{\text{hora, dia}} &:= \text{flujomasa}_{\text{hora, dia}} (h2_{\text{hora, dia}} - h1) \\ Q_{\text{condensacion}}_{\text{hora, dia}} &:= \text{flujomasa}_{\text{hora, dia}} (h3a_{\text{hora, dia}} - h2_{\text{hora, dia}}) \\ \text{COP}_{\text{inicial}}_{\text{hora, dia}} &:= \frac{\text{Cargafrig}_{\text{hora, dia}}}{\text{potenciacompresor}_{\text{hora, dia}}} \\ \text{Rendimiento}_{\text{hora, dia}} &:= \frac{\text{Cargafrig}_{\text{hora, dia}}}{\text{potenciacompresor}_{\text{hora, dia}} + -Q_{\text{condensacion}}_{\text{hora, dia}}} \end{aligned}$$

Una vez definido el ciclo para cada muestra, podemos obtener el valor de las variables que necesitaremos para los cálculos de potencia y eficiencia. Para ello tendremos en cuenta que conocemos la Carga frigorífica, y por lo tanto a partir de ella y el ciclo obtendremos el flujo másico de refrigerante, y a partir de éste el resto: potencia del compresor y carga de condensación. Posteriormente con ellos obtendremos el COP y el rendimiento del ciclo.

$$\begin{aligned}
 h1 &:= 400070 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \\
 h2_{\text{hora, dia}} &:= \begin{cases} 0 & \text{if } t_{\text{condensacion}}_{\text{hora, dia}} = 0 \\ \left[\left(0.7404 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{C}} t_{\text{condensacion}}_{\text{hora, dia}} + 407.88 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \right) 1000 \right] & \text{otherwise} \end{cases} \\
 h3_{\text{hora, dia}} &:= \begin{cases} 0 & \text{if } t_{\text{condensacion}}_{\text{hora, dia}} = 0 \\ \left[\left(1.6136 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{C}} t_{\text{condensacion}}_{\text{hora, dia}} + 170.61 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \right) 1000 \right] & \text{otherwise} \end{cases} \\
 h4_{\text{hora, dia}} &:= h3_{\text{hora, dia}} \\
 h1b &:= 381730 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \\
 h3a_{\text{hora, dia}} &:= \begin{cases} 0 & \text{if } t_{\text{condensacion}}_{\text{hora, dia}} = 0 \\ \left[\left(1.6136 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{C}} t_{\text{condensacion}}_{\text{hora, dia}} + 179.77 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \right) 1000 \right] & \text{otherwise} \end{cases}
 \end{aligned}$$

Todos estos resultados corresponden al régimen instantáneo, es decir datos tomados y calculados cada 10 minutos, de manera diaria durante los meses de mayo, junio, julio, agosto y septiembre.

6.3.2 Para refrigerante R-22.

El proceso seguido es el mismo que para el caso del R-417 A, por lo que lo primero que tenemos que hacer es leer los datos de la base de datos, lo cual en esta ocasión ya los tenemos almacenados en la matriz denominada datos, que son los mismos que los utilizados para el otro refrigerante, por ello procedemos a hacer la misma discriminación de datos según la temperatura exterior, seleccionando igualmente una temperatura mínima de 24 grados para que el sistema entre en funcionamiento.

El siguiente paso es obtener las temperaturas de condensación según la temperatura exterior, para lo que reutilizamos el código anteriormente programado para obtener las distintas temperaturas de condensación, que utilizaremos para obtener los valores de entalpía de los puntos característicos del ciclo. Igualmente que para el R-417 A, los intervalos de temperatura de condensación utilizados para obtener las propiedades del ciclo, se establecen desde los 50 hasta los 55 grados centígrados con incrementos de 0,5 grados. Los datos de entalpías quedan recogidos en la tabla siguiente.

Tabla 21. Entalpías del ciclo (R-22) en función de la temperatura de condensación

Tª Condensación	H1	H2	H3 H4	H1B	H3A
50	428,1	483,26	248,94	420,79	256,28
50,5	428,1	483,76	249,62	420,79	256,96
51	428,1	484,26	250,29	420,79	257,64
51,5	428,1	484,77	250,97	420,79	258,32
52	428,1	485,29	251,65	420,79	259
52,5	428,1	485,78	252,34	420,79	259,68
53	428,1	486,28	253,02	420,79	260,36
53,5	428,1	486,78	253,71	420,79	261,05
54	428,1	487,27	254,4	420,79	261,74
54,5	428,1	487,79	255,09	420,79	262,43
55	428,1	488,28	255,78	420,79	263,12

Una vez hemos obtenido estos puntos, podemos trazar las ecuaciones que definen los valores de entalpía. Dichas ecuaciones son las siguientes.

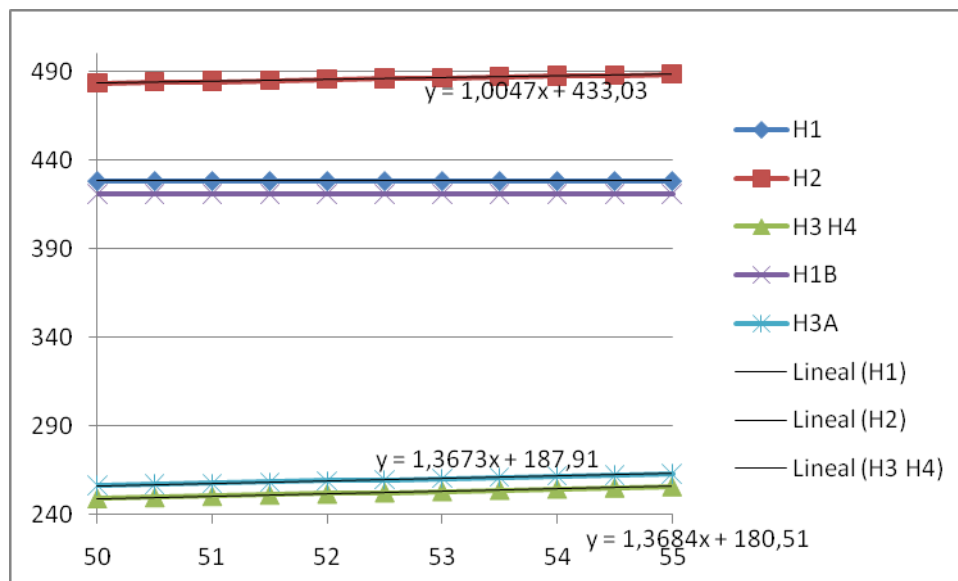


Ilustración 22. Entalpías del ciclo (R-22) en función de la temperatura de condensación

Para mayor claridad las ecuaciones obtenidas son las siguientes:

- H1 es constante para todos los ciclos
- H1B es constante para todos los ciclos
- H2 sigue una relación lineal ($y = 1,0047 x + 433,03$)
- H3A sigue una relación lineal ($y = 1,3673x + 187,91$)
- H3 y H4 siguen una relación lineal ($y = 1,3684 x + 180,51$)

Siguiendo con el proceso, introducimos los nuevos valores característicos de las ecuaciones en el programa de simulación para las entalpías para definir los nuevos ciclos de trabajo.



$$\begin{aligned}
 h1 &:= 428100 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \\
 h2_{\text{hora, dia}} &:= \begin{cases} 0 & \text{if } t_{\text{condensacion}}_{\text{hora, dia}} = 0 \\ \left[\left(1.0047 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{C}} t_{\text{condensacion}}_{\text{hora, dia}} + 433.03 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \right) 1000 \right] & \text{otherwise} \end{cases} \\
 h3_{\text{hora, dia}} &:= \begin{cases} 0 & \text{if } t_{\text{condensacion}}_{\text{hora, dia}} = 0 \\ \left[\left(1.3684 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{C}} t_{\text{condensacion}}_{\text{hora, dia}} + 180.51 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \right) 1000 \right] & \text{otherwise} \end{cases} \\
 h4_{\text{hora, dia}} &:= h3_{\text{hora, dia}} \\
 h1b &:= 410790 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \\
 h3a_{\text{hora, dia}} &:= \begin{cases} 0 & \text{if } t_{\text{condensacion}}_{\text{hora, dia}} = 0 \\ \left[\left(1.3673 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{C}} t_{\text{condensacion}}_{\text{hora, dia}} + 187.91 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \right) 1000 \right] & \text{otherwise} \end{cases}
 \end{aligned}$$

Lo que nos permitirá poder definir todas las variables previamente obtenidas para el R-417 A, pero en este caso para el R-22.

$$\begin{aligned}
 \text{flujomasa}_{\text{hora, dia}} &:= \frac{\text{Cargafrig}_{\text{hora, dia}}}{h1b - h4_{\text{hora, dia}}} \\
 \text{potenciacompresor}_{\text{hora, dia}} &:= \text{flujomasa}_{\text{hora, dia}} (h2_{\text{hora, dia}} - h1) \\
 Q_{\text{condensacion}}_{\text{hora, dia}} &:= \text{flujomasa}_{\text{hora, dia}} (h3a_{\text{hora, dia}} - h2_{\text{hora, dia}}) \\
 \text{COP}_{\text{inicial}}_{\text{hora, dia}} &:= \frac{\text{Cargafrig}_{\text{hora, dia}}}{\text{potenciacompresor}_{\text{hora, dia}}} \\
 \text{Rendimiento}_{\text{hora, dia}} &:= \frac{\text{Cargafrig}_{\text{hora, dia}}}{\text{potenciacompresor}_{\text{hora, dia}} + -Q_{\text{condensacion}}_{\text{hora, dia}}}
 \end{aligned}$$

6.4 Simulación de la energía consumida

6.4.1 Para refrigerante R-417 A

La cantidad de datos es enorme, y muy difícil de representar y manejar, por lo que a continuación se procederá a obtener los datos hora a hora, y que corresponderán a la media de los 6 datos contenidos en una hora. Para ello se hará necesario definir nuevas variables de rango y nuevas matrices donde almacenar estos datos

i := 1, 2.. 24 mayo := 1.. 31 junio := 32.. 61
julio := 62.. 92 agosto := 93.. 123 septiembre := 124.. 153

ORIGIN:= 1

Las variables corresponden a las 24 horas del día y los meses permitirán dividir los datos en meses, para operar más fácilmente. El cambio de origen corresponde a un mejor manejo de las variables de rango.

$$\begin{aligned} \text{flujomasamedia}_{i, \text{dia}} &:= \frac{\text{flujomasa}_{6 \cdot i, \text{dia}} + \text{flujomasa}_{(6 \cdot i) - 1, \text{dia}} + \text{flujomasa}_{(6 \cdot i) - 2, \text{dia}} + \text{flujomasa}_{(6 \cdot i) - 3, \text{dia}} + \text{flujomasa}_{(6 \cdot i) - 4, \text{dia}} + \text{flujomasa}_{(6 \cdot i) - 5, \text{dia}}}{6} \\ \text{potenciamedia}_{i, \text{dia}} &:= \frac{\text{potenciacompresor}_{6 \cdot i, \text{dia}} + \text{potenciacompresor}_{(6 \cdot i) - 1, \text{dia}} + \text{potenciacompresor}_{(6 \cdot i) - 2, \text{dia}} + \text{potenciacompresor}_{(6 \cdot i) - 3, \text{dia}} + \text{potenciacompresor}_{(6 \cdot i) - 4, \text{dia}} + \text{potenciacompresor}_{(6 \cdot i) - 5, \text{dia}}}{6} \\ \text{cargamedia}_{i, \text{dia}} &:= \frac{\text{Cargafrig}_{6 \cdot i, \text{dia}} + \text{Cargafrig}_{(6 \cdot i) - 1, \text{dia}} + \text{Cargafrig}_{(6 \cdot i) - 2, \text{dia}} + \text{Cargafrig}_{(6 \cdot i) - 3, \text{dia}} + \text{Cargafrig}_{(6 \cdot i) - 4, \text{dia}} + \text{Cargafrig}_{(6 \cdot i) - 5, \text{dia}}}{6} \end{aligned}$$

Una vez hemos generado la matriz reducida, en la que únicamente expresamos los datos medios de cada hora, vamos a proceder a agruparlos por meses, para poder expresarlos en forma de vector, lo que permitirá observar los resultados de manera gráfica.

```

flujomasamediamayo.i, mayo := flujomasamedia.i, mayo
flujomasamediajunio.i, junio-31 := flujomasamedia.i, junio
flujomasamediajulio.i, julio-61 := flujomasamedia.i, julio
flujomasamediaagosto.i, agosto-92 := flujomasamedia.i, agosto
flujomasamediasetiembre.i, septiembre-123 := flujomasamedia.i, septiembre
potenciamediamayo.i, mayo := potenciamedia.i, mayo
potenciamediajunio.i, junio-31 := potenciamedia.i, junio
potenciamediajulio.i, julio-61 := potenciamedia.i, julio
potenciamediaagosto.i, agosto-92 := potenciamedia.i, agosto
potenciamediasetiembre.i, septiembre-123 := potenciamedia.i, septiembre

```

```

cargamediamayo.i, mayo := cargamedia.i, mayo
cargamediajunio.i, junio-31 := cargamedia.i, junio
cargamediajulio.i, julio-61 := cargamedia.i, julio
cargamediaagosto.i, agosto-92 := cargamedia.i, agosto
cargamediasetiembre.i, septiembre-123 := cargamedia.i, septiembre

```

A continuación vamos a intentar obtener una grafica en la que podamos observar de manera sencilla los días de mayor trabajo para la instalación, para ello, y teniendo en cuenta que las temperaturas exteriores y las cargas frigoríficas no varían de manera brusca de hora en hora, procedemos a generar un vector con las cargas y potencias máximas a lo largo de la estación de verano (1 junio - 30 septiembre).



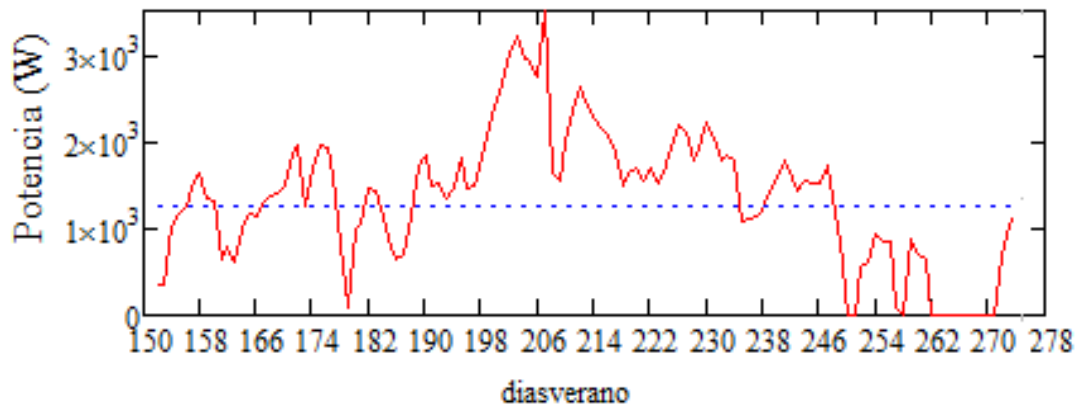


Ilustración 23. Potencia máxima requerida por el ciclo para R-417 A (W).

En la imagen podemos observar la potencia máxima exigida por el compresor, así como la media de la potencia máxima, permite ver los principales días de consumo de energía.

A continuación vamos a proceder a obtener el COPideal y el COPreal (COP), para ello necesitamos conocer el consumo de la maquinaria instalada (Mitsubishi MSZ-GA71VA + MUZ-GA71VA), con potencia nominal de 7100 W de frío, y consumo medio de 2,42 kW.

Para poder proceder con mayor precisión utilizamos también el dato de consumo máximo (3,25 kW).

Ahora necesitamos conocer cuánto consumen los sistemas auxiliares de nuestra instalación, los cuales deduciremos a partir de la potencia consumida por nuestro ciclo, a la que restaremos el consumo proporcionado por las especificaciones, en 3 rangos de datos distintos de funcionamiento (bajo, medio y alto), definidos en el siguiente gráfico.

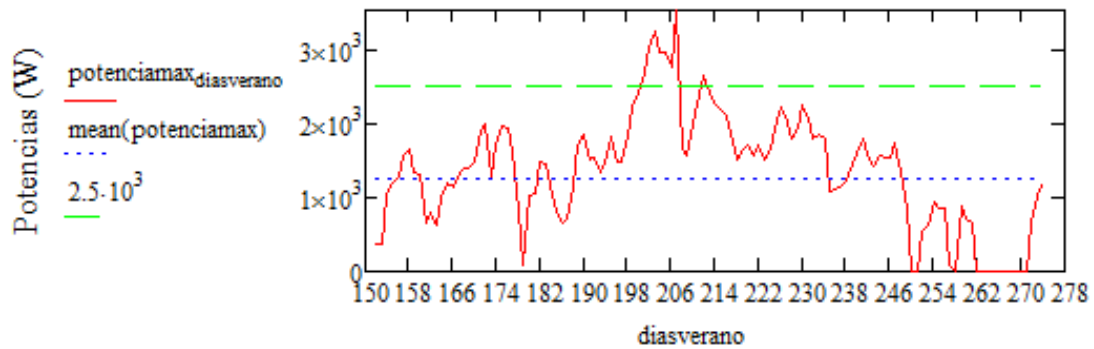


Ilustración 24. Regiones de funcionamiento de la instalación para R-417 A

Ahora, utilizando los datos gráficos y los datos de la maquinaria, deducimos el consumo de los equipos auxiliares para potencia nominal y potencia máxima.

Carga Nominal 7 kW	Carga Máxima 8.3 kW
$\text{cargamax}_{90} = 6.949 \times 10^3 \text{ W}$	$(\text{cargamax}_{81}) = 8.118 \times 10^3 \text{ W}$
$\text{potenciamax}_{90} = 2.388 \times 10^3 \text{ W}$	$(\text{potenciamax}_{81}) = 3.02 \times 10^3 \text{ W}$
$\text{potenciaequiposauxnom} := 120\text{W}$	$\text{potenciaequiposauxmax} := 250\text{W}$
$\text{potenciaequiposaux} := 185\text{W}$	

Una vez definidos los distintos consumos de los equipo auxiliares, definimos los rendimientos del motor eléctrico, y el de la transmisión motora para poder obtener los distintos coeficientes de eficiencia energética (COPs).



$$\begin{aligned} \text{hora24} &:= 1..24 & \text{rendimientoelectrico} &:= 0.8 & \text{rendimientomotor} &:= 0.6 \\ \text{COPideal}_{\text{hora24, dia}} &:= \begin{cases} \left(\frac{\text{Carga}_{\text{hora24, dia}}}{\text{Potencia}_{\text{hora24, dia}} + 250\text{W}} \right) & \text{if } \text{Potencia}_{\text{hora24, dia}} > 2.5 \cdot 10^3 \text{W} \\ \left(\frac{\text{Carga}_{\text{hora24, dia}}}{\text{Potencia}_{\text{hora24, dia}} + 185\text{W}} \right) & \text{if } 2.5 \cdot 10^3 \text{W} > \text{Potencia}_{\text{hora24, dia}} > 1.25 \cdot 10^3 \text{W} \\ \left(\frac{\text{Carga}_{\text{hora24, dia}}}{\text{Potencia}_{\text{hora24, dia}} + 120\text{W}} \right) & \text{if } \text{Potencia}_{\text{hora24, dia}} < 1.25 \cdot 10^3 \text{W} \end{cases} \\ \text{COPreal}_{\text{hora24, dia}} &:= \text{COPideal}_{\text{hora24, dia}} \cdot \text{rendimientoelectrico} \cdot \text{rendimientomotor} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{horafuncionamiento}_{\text{hora24, dia}} &:= \begin{cases} 0 & \text{if } \text{COPideal}_{\text{hora24, dia}} = 0 \\ 1 & \text{otherwise} \end{cases} \\ \text{horafuncionamientodiaria}_{\text{dia}} &:= \sum \text{horafuncionamiento}^{\langle \text{dia} \rangle} \\ \text{diasfuncionamiento}_{\text{diasverano}} &:= \begin{cases} 0 & \text{if } \text{horafuncionamientodiaria}_{\text{diasverano}} = 0 \\ 1 & \text{otherwise} \end{cases} \\ \text{diastotalesfuncionamiento} &:= \sum \text{diasfuncionamiento} \\ \text{COPmediodiarioreal}_{\text{dia}} &:= \frac{\sum \text{COPreal}^{\langle \text{dia} \rangle}}{\text{horafuncionamientodiaria}_{\text{dia}}} \\ \text{COPmediodiarioideal}_{\text{dia}} &:= \frac{\sum \text{COPideal}^{\langle \text{dia} \rangle}}{\text{horafuncionamientodiaria}_{\text{dia}}} \\ \text{COPmediorealverano}_{\text{diasverano}} &:= \text{COPmediodiarioreal}_{\text{diasverano}} \\ \text{mediaCOPreal} &:= \frac{\sum \text{COPmediorealverano}}{\text{diastotalesfuncionamiento}} & \text{mediaCOPreal} &= 1.162 \end{aligned}$$

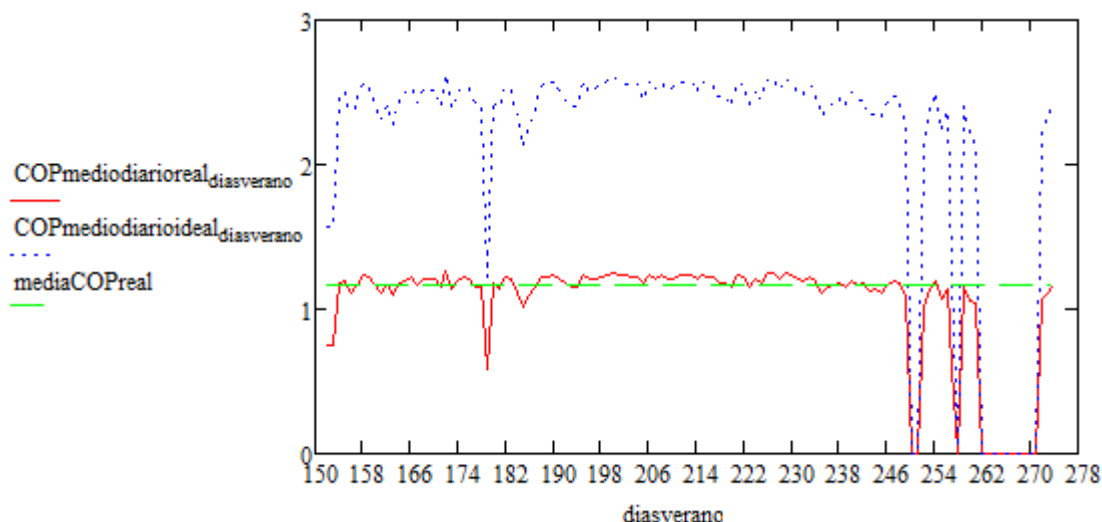


Ilustración 25. Coeficientes de Operación ideal y real para R-417 A

En el gráfico podemos observar el COP medio para cada día, tanto real como ideal. Observamos unos COP muy bajos, siendo 0 en algunos días debido a que la maquinaria no se enciende por no ser necesario, por ese motivo, tal y como están planteadas las ecuaciones, el COP es 0 debido a que no hay carga térmica, y pese a que las horas de funcionamiento son 0, y por lo tanto se produciría una indeterminación del tipo 0/0, el software resuelve que se trata de un 0. Para el pico más bajo que no es 0, sucede que la carga es tan sumamente baja que no compensa poner en funcionamiento la maquinaria, aunque al no ser 0, el software lo resuelve.

Una vez definida la variable de horas de funcionamiento, podemos proceder a calcular la potencia media diaria consumida por el compresor, lo que nos permitirá poder apreciar de manera más correcta, los días con mayor carga para la instalación. El COP real medio para el periodo de verano de la instalación es 1,162, obtenido según los días de funcionamiento, y por tanto despreciando los datos de los días en los que el COP es 0, ya que no se pone en funcionamiento la máquina y no se debe tener en cuenta.

$$\text{Potencia}_{\text{media diaria}} := \frac{\sum \text{Potencia}^{\langle \text{dia} \rangle}}{\text{hora funcionamiento}_{\text{diaria}}}$$

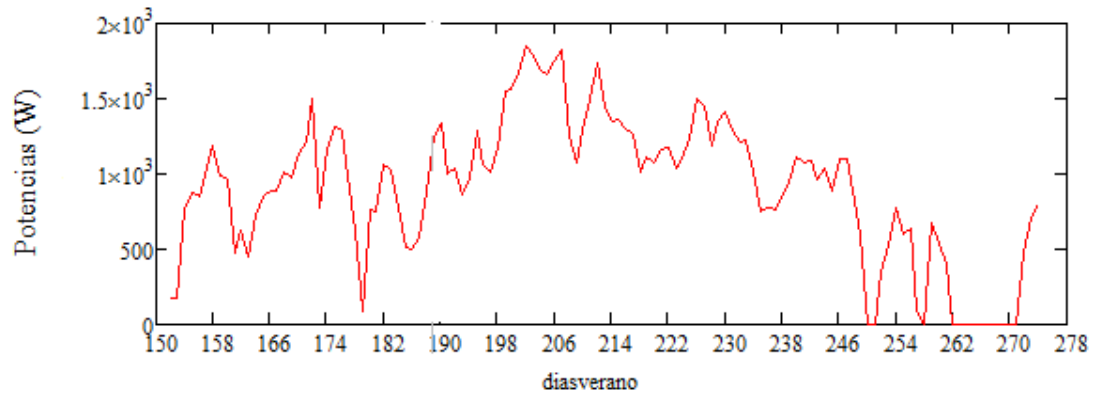


Ilustración 26. Potencia media diaria requerida por el ciclo para R-417 A (W)

Finalmente procedemos a calcular el consumo de energía total diario, para ello, primero definimos el rendimiento de la red eléctrica, para posteriormente obtener la potencia total consumida, y finalmente la energía.

$$\text{rendimiento red electrica} := 0.8$$

$$\text{Potencia}_{\text{total hora 24, dia}} := \begin{cases} (\text{Potencia}_{\text{hora 24, dia}} + 250\text{W}) & \text{if } \text{Potencia}_{\text{hora 24, dia}} > 2.5 \cdot 10^3 \text{W} \\ (\text{Potencia}_{\text{hora 24, dia}} + 185\text{W}) & \text{if } 2.5 \cdot 10^3 \text{W} > \text{Potencia}_{\text{hora 24, dia}} > 1.25 \cdot 10^3 \text{W} \\ (\text{Potencia}_{\text{hora 24, dia}} + 120\text{W}) & \text{if } \text{Potencia}_{\text{hora 24, dia}} < 1.25 \cdot 10^3 \text{W} \\ 0 & \text{if } \text{Potencia}_{\text{hora 24, dia}} = 0 \end{cases}$$

$$\text{Potencia}_{\text{real hora 24, dia}} := \frac{\text{Potencia}_{\text{total hora 24, dia}}}{\text{rendimiento motor} \cdot \text{rendimiento electrico} \cdot \text{rendimiento red electrica}}$$

$$\text{Energía}_{\text{consumida hora 24, dia}} := \text{Potencia}_{\text{real hora 24, dia}} \cdot \text{hr}$$

$$\text{Energía}_{\text{consumida diaria}} := \sum \text{Energía}_{\text{consumida}}^{\langle \text{dia} \rangle}$$

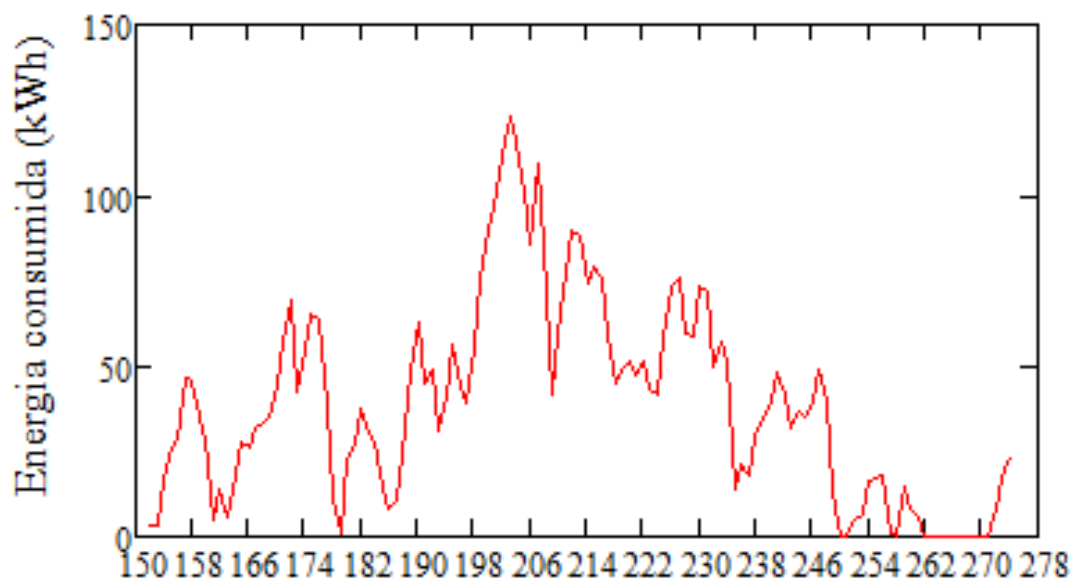


Ilustración 27. Energía total consumida diaria para R-417 A (J)

6.4.2 Para refrigerante R-22

El proceso utilizado sigue los pasos del programa diseñado para el refrigerante R-417 A, por lo que lo único que mostraremos son los resultados con los que posteriormente vayamos a trabajar.

Distinguir que vamos a utilizar la misma maquinaria definida anteriormente, ya que inicialmente está diseñada para el refrigerante R-410 A, y por tanto su utilización con cualquiera de los refrigerantes considerados en éste proyecto es meramente teórica, aunque tanto el R-410 A, como el R-417 A, están diseñados para funcionar en las antiguas instalaciones de R-22 y con los mismos lubricantes y aceites, por lo que no debería producirse ningún error excesivo entre los resultados teóricos y su aplicación práctica.

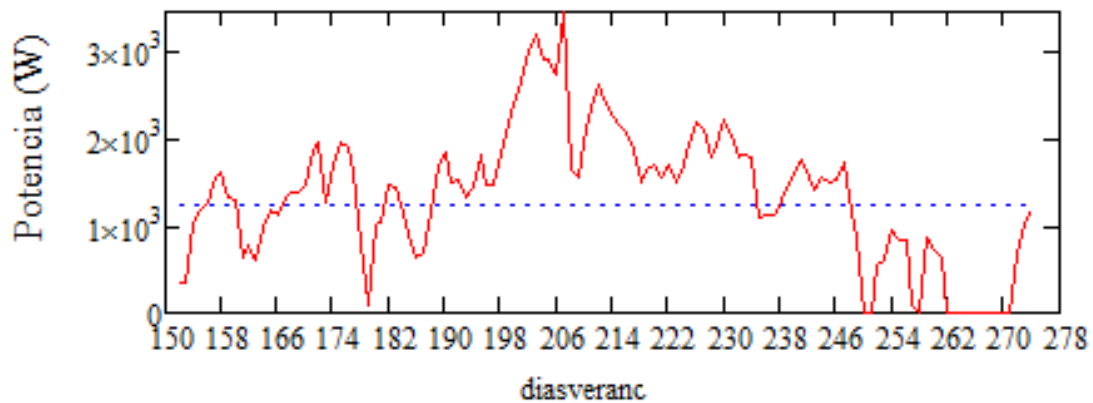


Ilustración 28. Potencia máxima requerida por el ciclo (W)

A primera vista la gráfica perteneciente a las demanda de potencia exigida por el compresor es muy similar en los valores, ya que en la forma debe ser idéntica por ser ésta dependiente de la misma demanda de carga térmica para las distintas instalaciones. El COP ideal medio para el periodo de verano es 1,171.

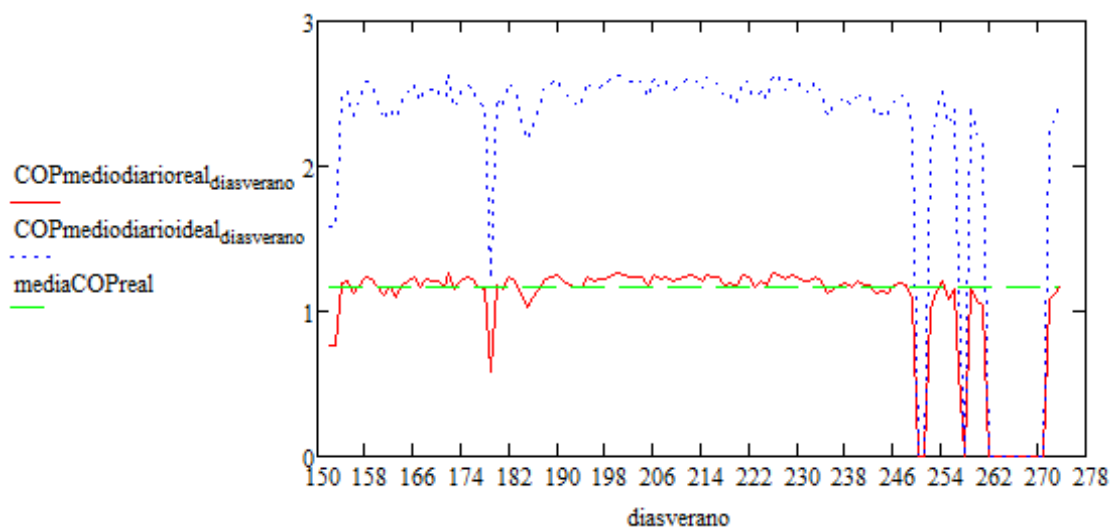


Ilustración 29. Coeficientes de Operación real e ideal para R-22

Igualmente sucede con los resultados referidos al COP, tanto real como ideal. Finalmente veremos el resultado de la potencia media diaria consumida (ilustración 30) y la de energía consumida diaria por la instalación.

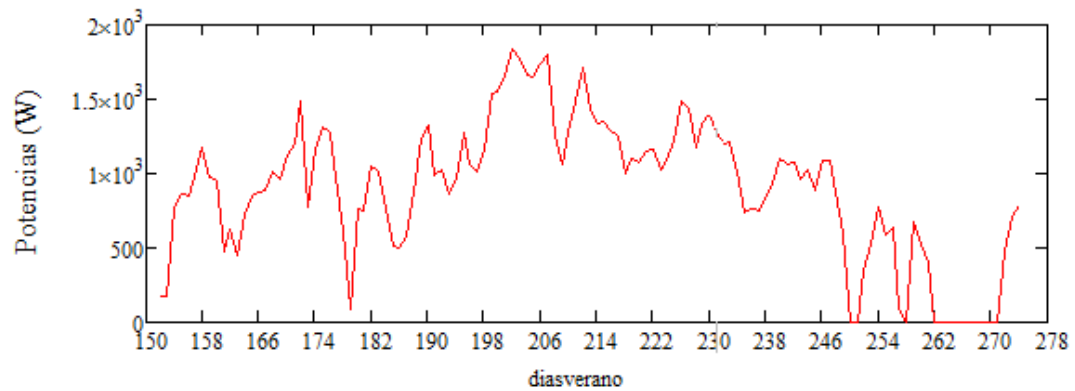


Ilustración 30. Potencia media diaria para R-22 (W)

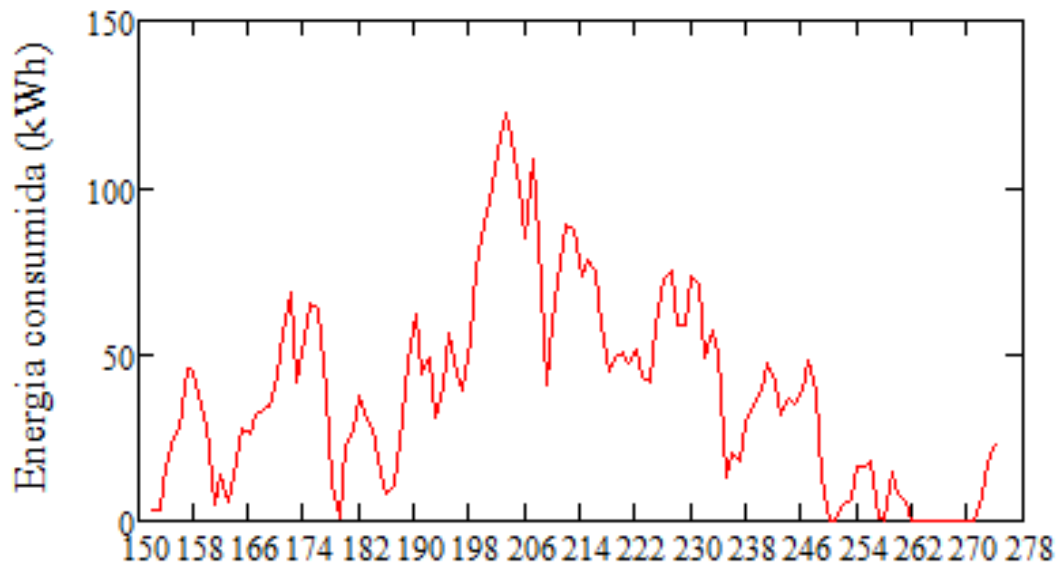


Ilustración 31. Energía total consumida diaria para R-22 (J)

6.5 Estudio de impacto ambiental

6.5.1 Para R-417 A

Procederemos ahora al cálculo del efecto de impacto ambiental, para ello procederemos en primer lugar a definir las distintas variables y factores a tener en cuenta.

factorconversion $:= 0.222 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{J}}$	vidautil $:= 15\text{yr}$
cargaderefrigerante $:= 6\text{kg}$	perdidasanuales $:= \frac{0.02}{\text{yr}}$
recuperacion $:= 0.8$	GWP $:= 3000 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$

Explicar que para obtener la cantidad de refrigerante necesaria para el sistema, la obtenemos de una relación teórica aproximada que se expresa a continuación.

$$\text{Poca potencia} \Rightarrow 1 \text{ Kg}_{\text{refrigerante}} / \text{KW}_{\text{frio}}$$

$$\text{Media potencia} \Rightarrow 0,6 \text{ Kg}_{\text{refrigerante}} / \text{KW}_{\text{frio}}$$

$$\text{Alta potencia} \Rightarrow 0,4 \text{ Kg}_{\text{refrigerante}} / \text{KW}_{\text{frio}}$$

Además de la carga de refrigerante, otro de los valores importantes a tener en cuenta es la tasa de recuperación del refrigerante al final de su vida útil, y que hemos estimado de 0,8, de manera experimental según el proveedor de refrigerante Kimikal.

El valor de las pérdidas anuales de refrigerantes, está referido a las fugas de refrigerante de la instalación durante su funcionamiento, y quedaron recogidas en la tabla 1.

Ahora podemos continuar calculando el potencial de efecto invernadero directo, totalmente independiente del funcionamiento de la instalación, dependiente únicamente del potencial de calentamiento global (GWP) y de los años de vida de la instalación.

$$\text{peid} := [\text{vidautil} \cdot \text{perdidasanuales} + (1 - \text{recuperacion})] \cdot \text{cargaderefrigerante} \cdot \text{GWP}$$

$$\text{peid} = 9 \times 10^3 \text{ kg}$$

$$\text{PEID} := \text{peid}$$

$$\text{PEID} = 9 \times 10^3 \text{ kg}$$

El siguiente paso es calcular el potencial de efecto invernadero indirecto, lo cual obtendremos a partir de la energía consumida diaria y el factor de conversión.

$$\text{peii}_{\text{hora24, dia}} := \text{Energiaconsumida}_{\text{hora24, dia}} \cdot \frac{\text{factorconversion}}{3600} \quad \text{peidiario}_{\text{dia}} := \sum \text{peii}^{\langle \text{dia} \rangle}$$

$$\text{PEII} := \frac{\left(\sum \text{peidiario} \right)}{\text{yr}} \cdot \text{vidautil}$$

$$\text{PEII} = 1.743 \times 10^4 \text{ kg}$$

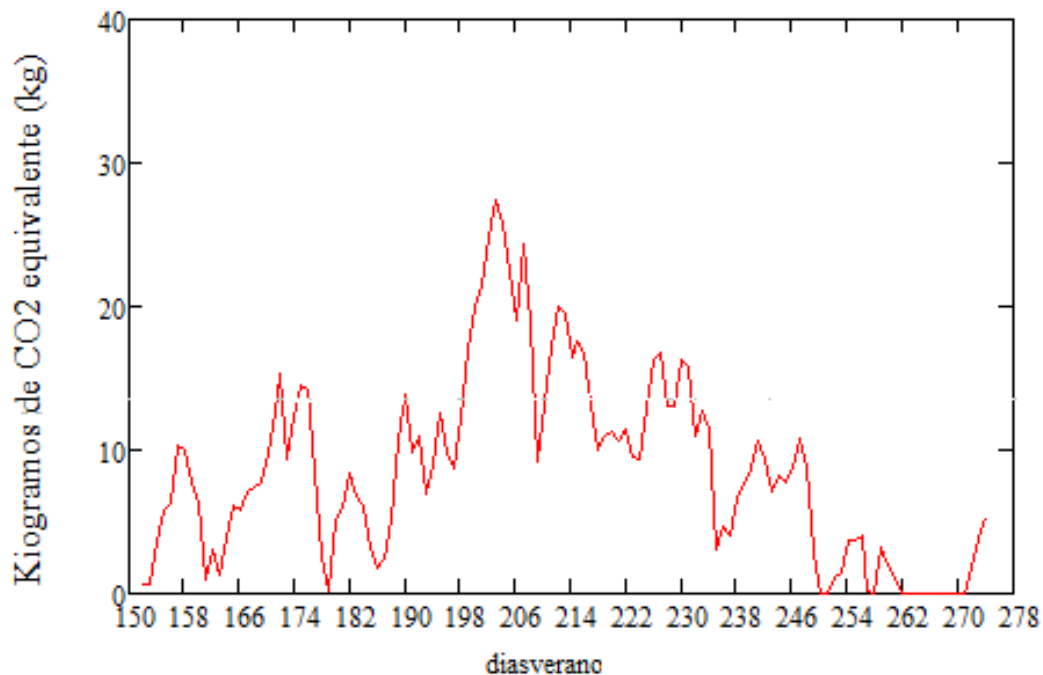


Ilustración 32. Potencial de efecto invernadero indirecto para R-417A (KgCO_2)

Podemos apreciar que el potencial de efecto invernadero indirecto diario sigue el mismo perfil que la energía consumida.

Finalmente obtenemos el impacto total equivalente de calentamiento (TEWI), que no es más que la suma de ambos impactos totales, el indirecto y el directo.

$$\text{TEWI} := (\text{PEII} + \text{PEID}) \quad \text{TEWI} = 2.643 \times 10^4 \text{ kg}$$

6.5.2 Para R-22

Para el cálculo del impacto ambiental únicamente hemos de tener en cuenta, las diferencia en el potencial de calentamiento global, y sobre todo, en el poder destructor del ozono de R-22, y que no se han considerado anteriormente por ser nulo.

$$\begin{aligned} \text{factorconversion} &:= 0.222 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{J}} & \text{vidautil} &:= 15\text{yr} \\ \text{cargaderefrigerante} &:= 6\text{kg} & \text{perdidasanuales} &:= \frac{0.02}{\text{yr}} \\ \text{recuperacion} &:= 0.8 & \text{GWP} &:= 3500 \frac{\text{kg}}{\text{kg}} \\ \text{ODP} &:= 0,05 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{peid} &:= [\text{vidautil} \cdot \text{perdidasanuales} + (1 - \text{recuperacion})] \cdot \text{cargaderefrigerante} \cdot \text{GWP} \\ \text{peid} &= 1.05 \times 10^4 \text{ kg} & \text{PEID} &:= \text{peid} & \text{PEID} &= 1.05 \times 10^4 \text{ kg} \end{aligned}$$

Para obtener el potencial de efecto invernadero indirecto, tendremos en cuenta la energía consumida, que parece no ser muy distinta de la consumida por el sistema de R-417 A.

$$peii_{hora24, dia} := \text{Energiaconsumida}_{hora24, dia} \cdot \frac{\text{factorconversion}}{3600} \quad peidiario_{dia} := \sum peii^{(dia)}$$

$$PEII := \frac{\left(\sum peidiario \right)}{\text{yr}} \cdot \text{vidautil}$$

$$PEII = 1.729 \times 10^4 \text{ kg}$$

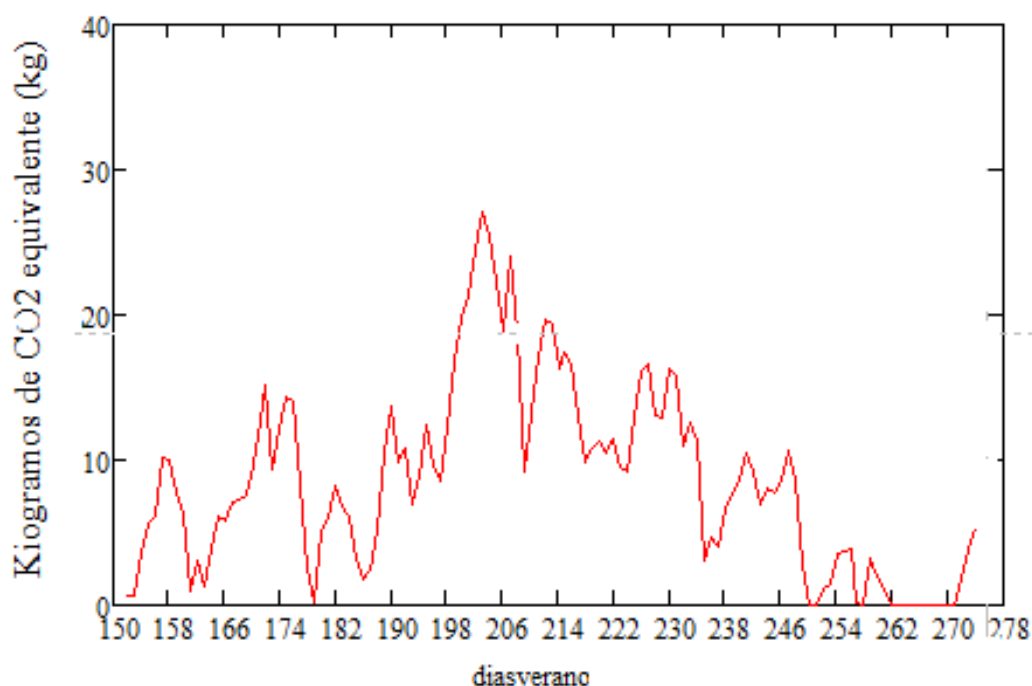


Ilustración 33. Potencial de efecto invernadero diario (KgCO₂)

De manera que el potencial de efecto invernadero total, y por tanto impacto total equivalente de calentamiento, junto con el poder destructor del ozono es el siguiente.

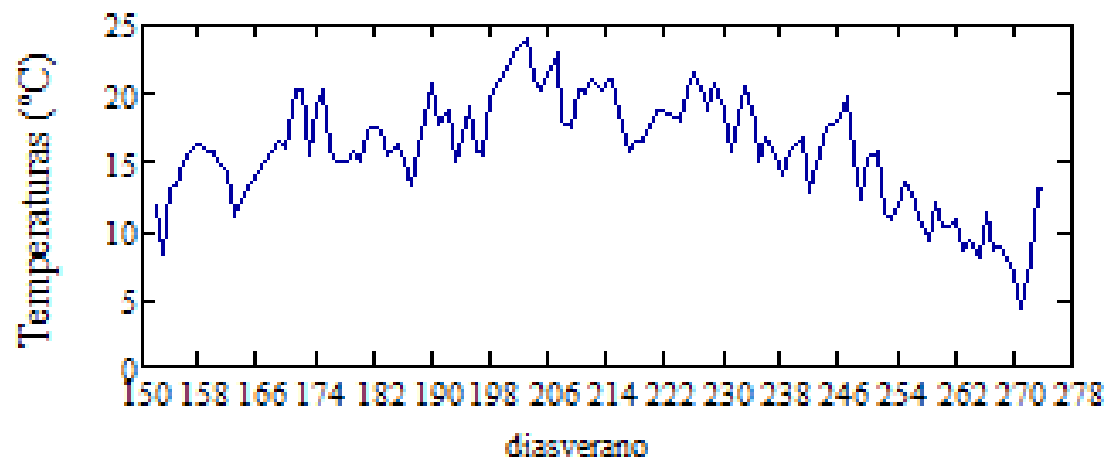
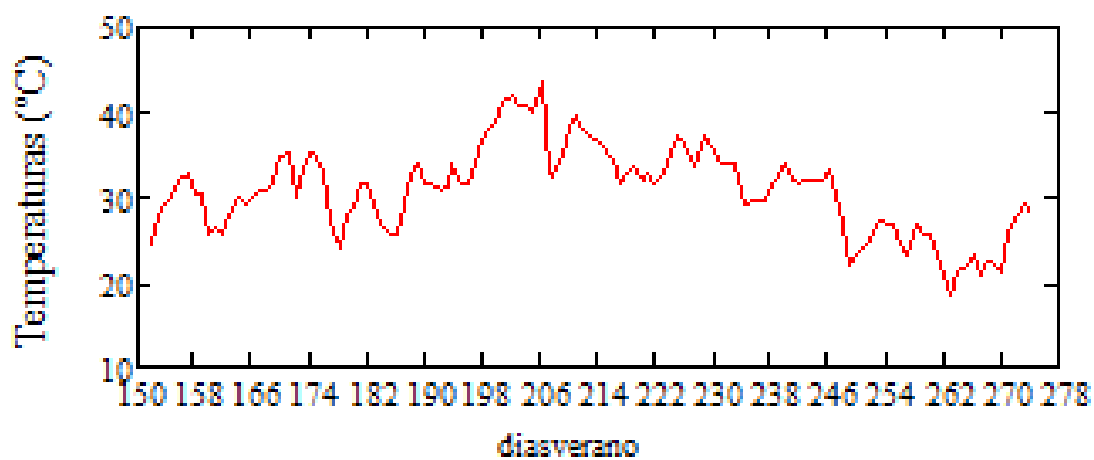
$$TEWI := (PEII + PEID)$$

$$TEWI = 2.779 \times 10^4 \text{ kg}$$

$$ODP := 0,055$$

6.6 *Análisis específico de días*

Para poder apreciar con claridad los principales de trabajo, intentaremos exponer las demandas de energía así como el impacto ambiental de manera más exhaustiva y específica según la carga de trabajo de cada día, para ello en primer lugar procedemos al análisis de las temperaturas de cada día en el periodo de estudio, para poder determinar los días con mayor exigencia térmica.



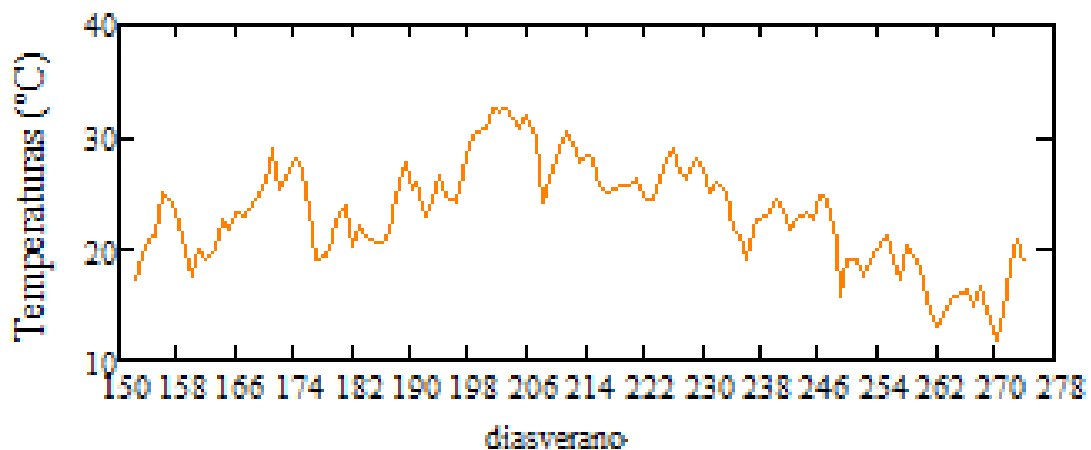


Ilustración 34. Diagramas de temperaturas máxima, mínima y media (°C)

A la vista de los resultados anteriores establecemos 3 días de demanda térmica característica, los días elegidos son los siguientes:

- Día muy caluroso: elegimos el día 24 de julio (día 206), por tener las más altas temperaturas exteriores de todo el periodo, además de tener unas mínimas y medias muy altas.
- Día caluroso: elegimos el día 23 de junio (día 175), por tener unas temperaturas bajas y medias muy altas, pero sin llegar a ser uno de los días más calurosos del periodo.
- Día templado: elegimos el día 23 de agosto (día 236), por ser uno de los días con temperaturas máximas más suaves sin ser inferiores a 24°C, que es el valor que hemos establecido para que la máquina funcione, pero que si posee temperaturas mínimas y medias inferiores a la temperatura de discriminación.



6.7 Análisis de demanda y emisiones para días característicos

Día muy caluroso

En primer lugar expondremos las temperaturas de todo el día, tomada cada 10 minutos, para poder observar la evolución a lo largo del día de la temperatura seca exterior.

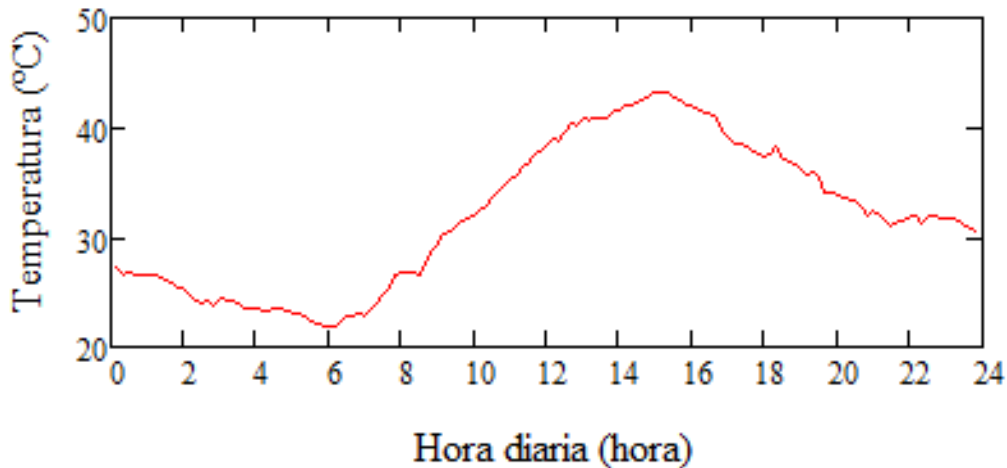


Ilustración 35. Evolución horaria de la temperatura (°C)

A continuación podemos proceder al cálculo de la demanda de energía, previo cálculo de la carga térmica de la vivienda y de la potencia consumida por el compresor, para ello seguimos el mismo proceso que se ha utilizado en toda la simulación para la instalación con refrigerante R-417 A.



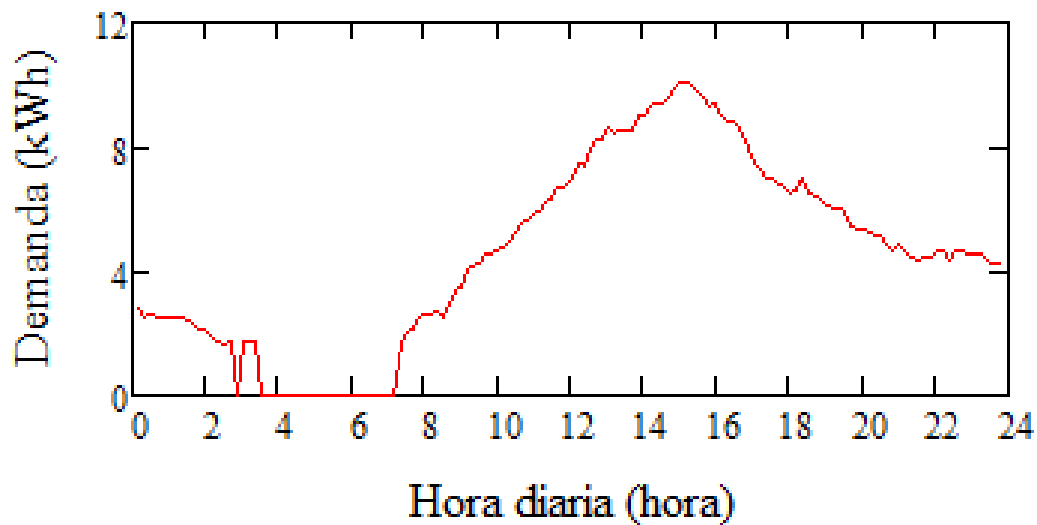


Ilustración 36. Evolución horaria de la demanda energética (kWh)

El siguiente paso es obtener el potencial de efecto invernadero o TEWI para cada uno de estos días, para realizar este proceso, en primer lugar obtenemos el potencial de efecto invernadero directo para cada día, procedente de dividir el PEID entre los días de funcionamiento a lo largo de toda la vida de la máquina, para posteriormente obtener el potencial de efecto invernadero indirecto de la misma manera que hemos utilizado en toda la simulación. De esta manera el TEWI diario se expresará como la suma de ambos valores.

$$\text{peiddiario} = 7.258\text{kg}$$

$$\text{peiidiario}_{85} = 19.05\text{kg}$$

$$\text{TEWIdiario}_{\text{dia}} := \text{peiidiario}_{\text{dia}} + \text{peiddiario}$$

$$\text{TEWIdiario}_{85} = 26.308\text{kg}$$

Día caluroso

Al igual que en el apartado anterior primero exponemos la evolución de la temperatura a lo largo del día, para posteriormente obtener la demanda energética y el potencial de calentamiento global

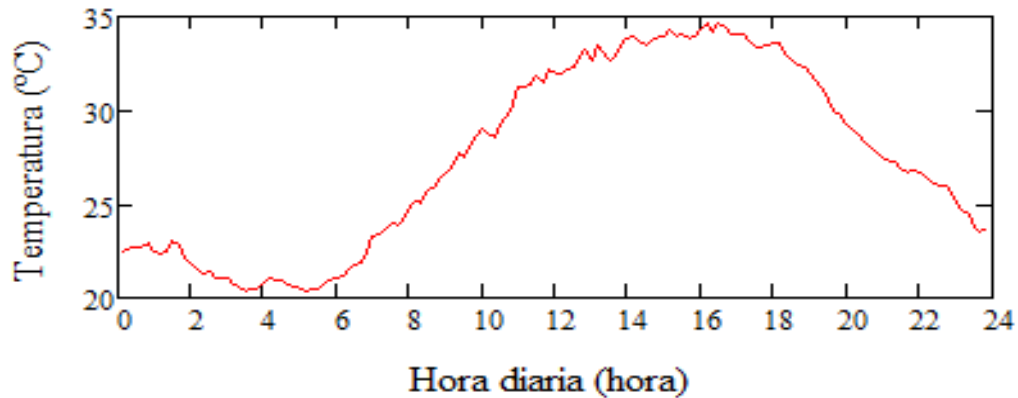


Ilustración 37. Evolución horaria de la temperatura (°C)

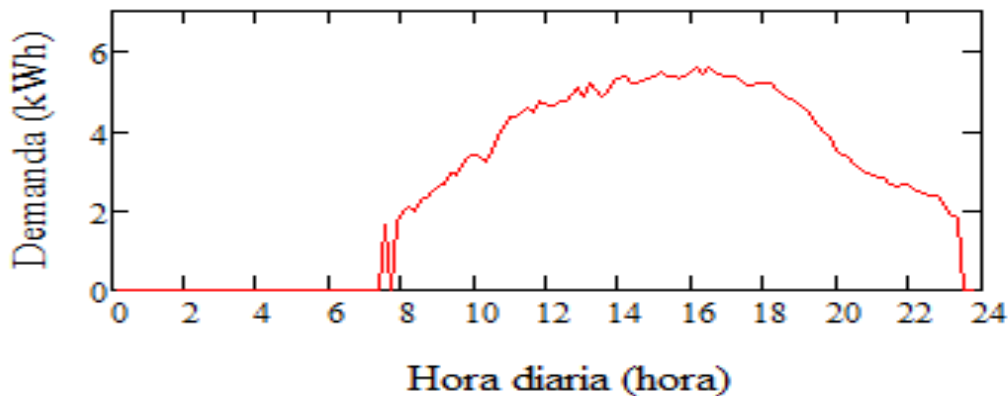


Ilustración 38. Evolución horaria de la demanda energética (kWh)

$$\text{peiddiario} = 7.258\text{kg}$$

$$\text{peiddiario}_{54} = 14.507\text{kg}$$

$$\text{TEWIdiario}_{\text{dia}} := \text{peiddiario}_{\text{dia}} + \text{peiddiario}$$

$$\text{TEWIdiario}_{54} = 21.765\text{kg}$$

Día templado

Primero exponemos la evolución de la temperatura a lo largo del día, para continuar obteniendo la demanda energética y el potencial de calentamiento global

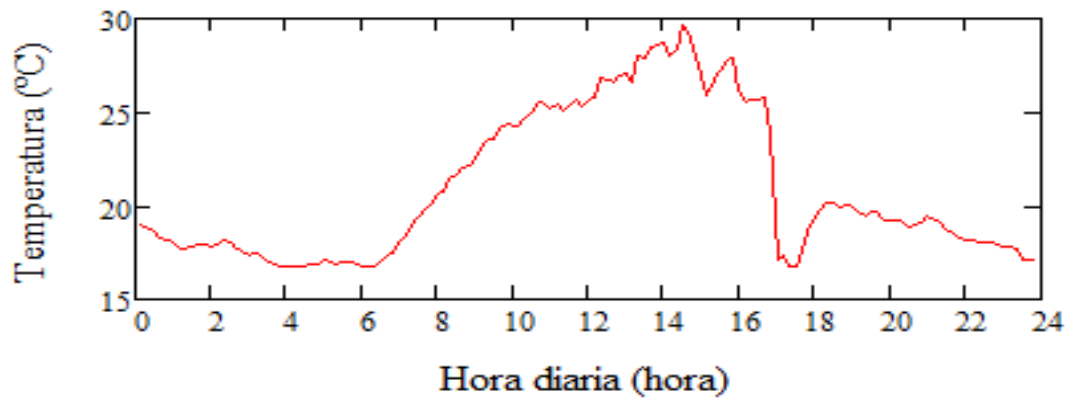


Ilustración 39. Evolución horaria de la temperatura (°C)

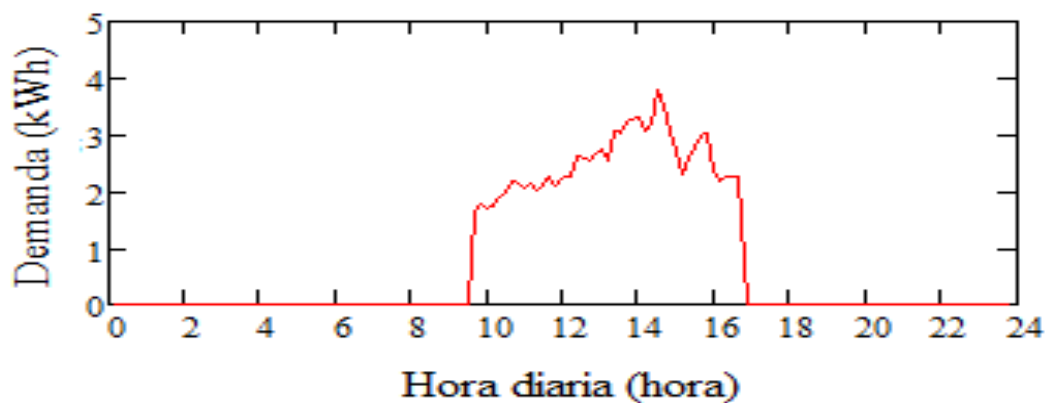


Ilustración 40. Evolución horaria de la demanda energética (kWh)

$$peiddiario = 7.258\text{kg}$$

$$peiidiario_{115} = 4.643\text{kg}$$

$$TEWIdiario_{dia} := peiidiario_{dia} + peiddiario$$

$$TEWIdiario_{115} = 11.902\text{kg}$$

7 Resultados

7.1 Introducción

A continuación procedo a evaluar y analizar los resultados obtenidos para los distintos refrigerantes, para ello vamos a presentar los resultados en una tabla.

Tabla 22. Resumen de resultados

R-22	Para T°Cond 50°C, Qeva = 6 KW	R-417A
HFC	Tipo	Isceón
19,42	Presión de condensación aprox. (bar)	17,35
6,02	Presión de evaporación aprox. (bar)	4,98
35,73	Temperatura de aspiración aprox. (°C)	35,7
119,31	Temperatura de descarga aprox. (°C)	93,74
0,0362	Caudal de masa (Kg/s)	0,0454
3,25	COP medio	3,17
33,93	Energía media diaria consumida (KWh)	34,2
0,055	ODP	0
3500	peid (KgCO ₂ /Kg) (20-25 años)	3000
10500	PEID (KgCO ₂ equivalente)	9000
17240	PEII (KgCO ₂)	17430
27790	TEWI (KgCO ₂)	26930
Aceite Mineral	Lubricante	Aceite Mineral
15	Periodo de vida (años)	15

7.2 Valoración de resultados para los distintos refrigerantes

Para comenzar hay que dejar claro que en ningún momento elegiríamos el refrigerante R-22, por ser un refrigerante prohibido en los protocolos de Montreal y Kyoto, pero haremos el análisis de los resultados para ver lo óptima que supone la evolución de la tecnología.

7.2.1 Valoración de Ciclos

Atendiendo a los ciclos de trabajo de cada refrigerante, podemos observar una diferencia importante en las presiones de trabajo, siendo bastante inferiores tanto en el evaporador como en el condensador, esto es un punto a favor del nuevo refrigerante, ya

que las menores presiones conllevan menores pérdidas de energía en los intercambiadores, además de menores exigencias en las juntas que sellan la instalación.

El refrigerante R-22 posee mejores condiciones de transmisión de calor por ser una curva más “plana” y “ancha”, es decir, para el proceso de evaporación, es capaz de absorber más energía que el ciclo del R-417 A, pero a consta de trabajar como ya hemos dicho con unas presiones mayores.

Si tendemos al caudal de masa de refrigerante y al caudal desplazado sí que observamos diferencias importantes, pero es debido a la diferencia de propiedades energéticas de los dos refrigerantes, ya que haciendo una relación sencilla de energía absorbida en el evaporador y el flujo de masa, podemos obtener un calor latente de vaporización para cada refrigerante.

$$Q = mL \Rightarrow L = \frac{Q}{m}$$

$$L_{R22} = 165,75 \text{ KJ / kg}$$

$$L_{R417A} = 132,16 \text{ KJ / Kg}$$

Otro factor importante a tener en cuenta es que la relación de compresión es mayor en el R-417 A, pese a ser presiones más bajas, la relación entre ellas es mayor lo que conllevaría un compresor con mayor capacidad de compresión, pero en realidad la diferencia entre valores (3,41 para R-22 y 3,69 para R-417-A) es muy pequeña, por lo que el compresor será el mismo para ambos casos. Aunque si nos fijamos en la temperatura de descarga, nos fijamos que es muchos mayor (27%) que la temperatura de descarga para el R-417A.

El coeficiente de operación es muy similar para los dos ciclos, 3,25 y 3,17, lo que indica su similitud en cuestiones de rendimiento del ciclo, lo cual queda más claro si observamos la diferencia de los COPs reales medios, obtenidos con la simulación (1,171 para el R-22 y 1,162 para el R-417A).

En definitiva, atendiendo a los ciclos, se obtiene que la alternativa del refrigerante R-22, posee características energéticas inferiores, pero que se compensan sobradamente por las mejores condiciones de presión y temperaturas generadas por el ciclo, que

favorecerían las características y la exigencias de los materiales de fabricación, pudiendo aumentar la vida de los elementos de la instalación para los mismos materiales, el caudal que circularía por la instalación sería mayor, siendo pudiendo provocar mayores pérdidas por rozamiento (rugosidad) en los desplazamientos por tubería, lo que en instalación con mucha distancia entre maquinaria podría ser perjudicial.

7.2.2 Valoración energética

Las diferencias de consumo de energía para cualquiera de los dos refrigerantes es despreciable, ya que para el mismo requerimiento de energía, los dos poseen un muy similar requerimiento de potencia por parte del compresor, ya que los COP de ambas máquinas son prácticamente iguales como hemos podido apreciar, si tenemos en cuenta que los rendimientos eléctrico, del grupo motor, y del ciclo son los mismos.

La diferencia en las emisiones de calor generadas por el condensador es de la misma magnitud que la potencia del compresor, es decir prácticamente despreciable.

7.2.3 Valoración ambiental

Debido a la similitud en el consumo de energía, el potencial de efecto invernadero indirecto derivado del consumo de energía es prácticamente idéntico, con una diferencia menor al 1% entre los dos datos.

Esta condición, permite que las mejoras en materia de rendimientos eléctricos y de mejoras en el factor de conversión de emisiones de dióxido de carbono disminuyan de manera notable la acción de ambos refrigerantes sobre el efecto invernadero.

El potencial de efecto invernadero directo sí que presenta diferencias, derivadas exclusivamente del GWP propio de cada refrigerante, que es mayor para el R-22, y que por lo tanto generan 1,6 veces más emisiones que el R-417 A. Esta diferencia ha sido estimada para el mismo porcentaje de fugas anuales (el mayor flujo de R-417 A se compensaría con las mayores presiones de R-22) y la misma duración de las instalaciones (no se tienen en cuenta posibles mejoras en la duración derivadas por las mejoras de las condiciones para el R-417 A).



El dato determinante de poder destructor del ozono es el que motiva y provoca todo este estudio, ya que el nuevo refrigerante no tiene ningún tipo de efecto sobre el ozono atmosférico, mientras que el R-22 si, provoca su destrucción y la aparición de agujeros en la capa de ozono.

Las características de transporte y toxicidad se exponen en las fichas de seguridad de los refrigerantes estudiados (anexos 2- 5).



8 Anteproyecto de instalación con R-417A

8.1 Introducción

Vamos a obtener el coste de una instalación para R-417 A, para ello partiremos del presupuesto de la maquinaria para R-22 obtenida de catálogos antiguos, a los que sustituiremos el refrigerante. Como ya hemos expresado anteriormente, debido a que la instalación para R-417 A no necesita ninguna variación con respecto a la original, ni tan siquiera los lubricantes, únicamente modificaremos añadiremos al coste inicial de la instalación, el coste de cambio de refrigerante.

Para la obtención de los precios de maquinaria, optamos por los catálogos antiguos (2005) debido a que en los actuales no aparece maquinaria para ninguno de nuestros refrigerantes, ya que todas las nuevas máquinas cuentan con refrigerante 410-A en su interior. En el caso de las máquinas cargadas con R-410 A, los compresores y los lubricantes, así como algunas otras piezas del sistema de conducción y juntas del refrigerante son distintos a los del R-22 y R-417 A, por ese motivo no podemos utilizar los precios de las máquinas actuales.

Para la realización del anteproyecto estimaremos dos posibles soluciones, la solución A, consistirá en lo supuesto en el proyecto de antemano, es decir una única unidad de evaporación, que permitirá la climatización de toda la vivienda, si bien esta solución no será la que mejor resultado produzca, por las posibles diferencias de temperaturas entre habitaciones y la dificultad de repartir el aire, se propone la solución B, un sistema multi-split 4x1, en el que se situarán 4 unidades evaporadoras en cada una de las instancias a climatizar (comedor, habitación principal, habitación 1 y terraza), esta otra solución resultará más costosa y con una mayor instalación, pero permitirá repartir de manera más optima el aire frio. Para la planificación de la solución B será necesario el cálculo de las cargas térmicas parciales en cada uno de los habitáculos a considerar, teniendo en cuenta el intercambio de calor entre las paredes internas de la vivienda.



8.2 Cálculo de cargas térmicas parciales

Una vez hemos realizado el estudio de toda la vivienda de manera global, vamos a hacer un estudio de las cargas térmicas por habitáculo climatizable, este estudio se realizará de forma manual, por lo que únicamente lo utilizaremos para hacernos una idea de la carga que repercute cada instancia principal en porcentaje del total, para plantear una posible solución práctica de climatización. Todos los cálculos se han realizado respetando las consideraciones exteriores e interiores de cálculo expuestas en los apartados 3 y 4, y con el procedimiento explicado en el apartado 5 de este proyecto.



Tabla 23. Cargas térmicas del Salón

Cargas por cerramientos	Superficie (m ²)	Δt_{eq} (°C)	K (W/m ² °C)	Q (W)
Interiores				
Suelos y techos	43,14	5,5	0,674	159,92
Habitaciones climatizadas	14,38	0	2,189	0,00
Habitáculos sin climatizar	18,85	5,5	2,189	226,94
Local adyacente	9	5,5	0,8762	43,37
Puerta	2,87	5,5	2	31,57
Superficies acristaladas				
Zonas climatizadas	4,8	0	4,2	0,00
Total Cerramientos				461,81
Cargas por radiación	Superficie (m ²)	I (W/m ²)	Correctores	Q (W)
Pared Norte	4,8	100	0,9 * 0,6 * 0,2	51,84
Total radiación				51,84
Carga por ventilación (0,009 m ³ /s)				Q (W)
Sensible				118,80
Latente				93,31
Carga por infiltraciones (0 m ³ /s)				Q (W)
Sensible				0,00
Latente				0,00
Cargas internas	Carga (W)		Correctores	Q (W)
Personas				
Sensible	70 W/pax		0,2	42,00
Latente	60 W/pax		0,2	36,00
Iluminación	20 W/m ²		0,2	86,28
Equipos	50 W		0,3	15,00
Instalación	6 % Cargas sensibles			46,54
Carga Sensible Total	822,27	5%		863,38
Carga Latente Total	129,31	5%		135,78
Carga Total	951,58			999,16

Tabla 24. Cargas térmicas de la Habitación principal

Cargas por cerramientos	Superficie (m ²)	Δt_{eq} (°C)	K (W/m ² °C)	Q (W)
Exteriores				
Pared Norte	11,56	4,35	0,3599	18,10
Pared Oeste	9,79	8,25	0,3599	29,07
Interiores				
Suelos y techos	34,9	5,5	0,674	129,37
Habitaciones climatizadas	11,34	0	2,189	0,00
Habitáculos sin climatizar	8,75	5,5	2,189	105,35
Puerta	1,64	5,5	2	18,04
Superficies acristaladas				
Pared Este	0,96	5,5	4,2	22,18
Pared Oeste	0,96	8,25	4,2	33,26
Total Cerramientos				355,37
Cargas por radiación	Superficie (m ²)	I (W/m ²)	Correctores	Q (W)
Pared Este	0,96	100	0,9 * 0,6 * 0,2	10,37
Pared Oeste	0,96	260	0,9 * 0,6	134,78
Total radiación				145,15
Carga por ventilación (0,01 m ³ /s)				Q (W)
Sensible				132,00
Latente				103,10
Carga por infiltraciones (0,0132 m ³ /s)				Q (W)
Sensible				174,80
Latente				137,35
Cargas internas	Carga		Correctores	Q (W)
Personas				
Sensible	70 W/pax		0,4	56,00
Latente	60 W/pax		0,4	48,00
Iluminación	20 W/m ²		0,2	69,80
Instalación	6 % Cargas sensibles			55,99
Carga Sensible Total	989,11	5%		1038,56
Carga Latente Total	288,45	5%		302,87
Carga Total	1277,56			1341,43

Tabla 25. Cargas térmicas de la Habitación 1

Cargas por cerramientos	Superficie (m ²)	Δteq (°C)	K (W/m ² °C)
Exteriores			
Pared Norte	6,12	4,35	0,3599
Pared Oeste	6,56	8,25	0,3599
Interiores			
Suelos y techos	22,5	5,5	0,674
Local adyacente	8,78	5,5	0,8762
Habitaciones climatizadas	2,66	0	2,189
Habitáculos sin climatizar	6,56	5,5	2,189
Puerta	1,64	5,5	2
Superficies acristaladas			
Pared Oeste	1,44	8,25	4,2
Total Cerramientos			
Cargas por radiación	Superficie (m ²)	I (W/m ²)	Correctores
Pared Oeste	1,44	260	0,9 * 0,6
Total radiación			
Carga por ventilación (0,005 m ³ /s)			
Sensible			
Latente			
Carga por infiltraciones (0,0138 m ³ /s)			
Sensible			
Latente			
Cargas internas	Carga		Correctores
Personas			
Sensible	70 W/pax		0,4
Latente	60 W/pax		0,4
Iluminación	20 W/m ²		0,2
Equipos	100 W		0,3
Instalación	6 % Cargas sensibles		
Carga Sensible Total	993,08	5%	
Carga Latente Total	283,20	5%	
Carga Total	1276,28		

Tabla 26. Cargas térmicas de la Terraza

Cargas por cerramientos	Superficie (m ²)	Δt_{eq} (°C)	K (W/m ² °C)	Q (W)
Exteriores				
Pared Norte	7,15	4,35	0,8762	27,25
Interiores				
Suelos y techos	13,27	5,5	0,674	49,19
Habitaciones climatizadas	9,75	0	2,189	0,00
Habitáculos sin climatizar	7,75	5,5	2,189	93,31
Puerta	2,87	5,5	5,8	91,55
Superficies acristaladas				
Pared Norte	4,8	4,35	4,2	87,70
Total Cerramientos				349,00
Cargas por radiación	Superficie (m ²)	I (W/m ²)	Correctores	Q (W)
Pared Norte	4,8	100	0,9 * 0,6	259,20
Total radiación				259,20
Carga por ventilación (0,009 m ³ /s)				Q (W)
Sensible				118,80
Latente				93,31
Carga por infiltraciones (0,066 m ³ /s)				Q (W)
Sensible				874,37
Latente				686,77
Cargas internas	Carga		Correctores	Q (W)
Personas				
Sensible	70 W/pax		0,2	42,00
Latente	60 W/pax		0,2	36,00
Iluminación	20 W/m ²		0,2	26,54
Equipos	100 W		0,3	30,00
Instalación	6 % Cargas sensibles			101,99
Carga Sensible Total	1801,90	5%		1892,00
Carga Latente Total	816,08	5%		856,88
Carga Total	2617,98			2748,88

8.3 Simulación de consumo e impacto ambiental.

Para poder evaluar las posibles soluciones, realizaremos una simulación con el consumo de cada uno de las instalaciones así como de su potencial de calentamiento global.

Para ello en primer lugar y al igual que para la simulación para toda la vivienda, hemos de definir la carga térmica de la vivienda en función de la temperatura exterior, para lo que se obtienen la carga térmica total a través de los cerramientos de cada instancia, así como los valores que consideraremos constantes de cargas internas y cargas por radiación solar. De esta manera y conociendo el incremento térmico teórico entre la temperatura interior de diseño y la temperatura exterior de referencia, podemos obtener las pérdidas de calor a través de los cerramientos, y por lo tanto obtener el valor la carga térmica de las instancias en función de la temperatura exterior.

Tabla 27. Resumen de cargas térmicas parciales

	SALÓN	HAB PPL	HAB 1	TERRAZA
Carga Total (W)	999,16	1341,43	1340,1	2748,88
Cargas por radiación (W)	51,84	145,15	202,18	259,2
Cargas internas (W)	225,82	229,79	183,21	236,53
Cargas por cerramientos (W)	721,5	966,49	954,71	2253,15
Incremento térmico (°C)	11	11	11	11
Pérdidas por cerramiento (W/°C)	65,59	87,86	86,79	204,83

A partir de estos datos establecemos las distintas ecuaciones que definirán la carga térmica para cada instancia.

Salón

$$\text{Carga}_{\text{frigor}}_{\text{hora, día}} := \begin{cases} \left[65.59 \frac{\text{W}}{\text{C}} (\text{t}_{\text{medval}}_{\text{hora, día}} - 24\text{C}) + 277.66 \text{W} \right] & \text{if } \text{t}_{\text{medval}}_{\text{hora, día}} \neq 0 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

Habitación principal

$$\text{Carga}_{\text{frigor}}_{\text{hora, día}} := \begin{cases} \left[87.86 \frac{\text{W}}{\text{C}} (\text{t}_{\text{medval}}_{\text{hora, día}} - 24\text{C}) + 374.94 \text{W} \right] & \text{if } \text{t}_{\text{medval}}_{\text{hora, día}} \neq 0 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

Habitación 1

$$\text{Cargafrig}_{\text{hora, dia}} := \begin{cases} \left\lceil 87.79 \frac{W}{C} (t_{\text{medval}}_{\text{hora, dia}} - 24C) + 385.39 W \right\rceil & \text{if } t_{\text{medval}}_{\text{hora, dia}} \neq 0 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

Terraza

$$\text{Cargafrig}_{\text{hora, dia}} := \begin{cases} \left\lceil 204.83 \frac{W}{C} (t_{\text{medval}}_{\text{hora, dia}} - 24C) + 495.73 W \right\rceil & \text{if } t_{\text{medval}}_{\text{hora, dia}} \neq 0 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

De esta manera podemos obtener la carga térmica de cada instancia para cada momento del día, y por tanto, mediante la temperatura de condensación, determinada según las consideraciones del proyecto (apartado 5.3), podemos determinar los ciclos térmicos para el refrigerante seleccionado, en este caso optamos por el R-417A, y finalmente acabar definiendo las potencias consumidas por el compresor, y las emisiones de cada máquina conjunta.

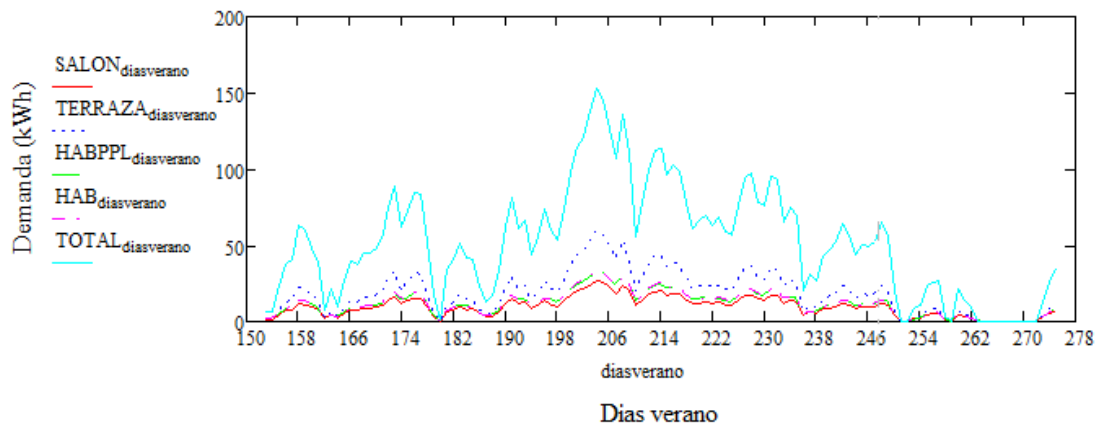


Ilustración 41. Demanda de energía del sistema parcial

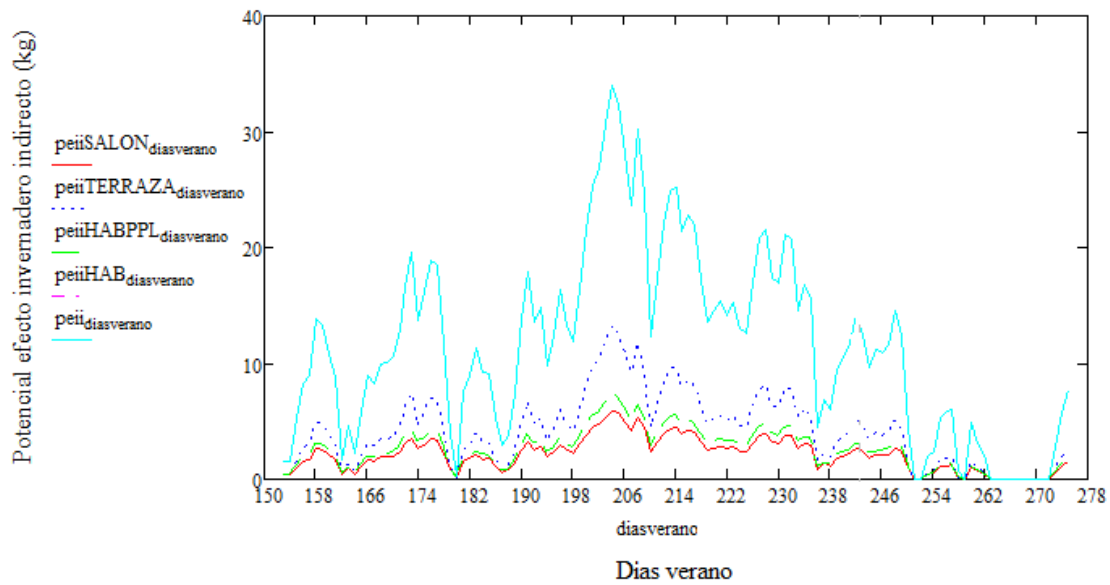


Ilustración 42. Potencial de efecto invernadero indirecto de la instalación parcial

La carga total de la vivienda resultante de sumar todas las cargas térmicas de los habitáculos, resulta mayor que la carga total de la vivienda calculada de manera global, este es un resultado lógico si tenemos en cuenta que al considerar cada habitáculo por separado, tenemos en cuenta las pérdidas de calor con las instancias propias de la vivienda que no se van a climatizar, y que en el cálculo global no se contemplan.

Podemos apreciar que la principal cantidad de energía la consumen como era de esperar es la terraza, mientras que las potencias de las habitaciones son muy inferiores, pero lo que más nos importa es la energía total consumida por la maquinaria un día de referencia que hayamos estudiado para el caso 1x1, estos días serán los elegidos en el apartado 6.6.2. Así de esta manera compararemos el total de energía consumida por la instalación para cada uno de los días de estudio, además del potencial de efecto invernadero indirecto y el poder de calentamiento global. Todos los datos quedan recogidos en el siguiente cuadro.

Tabla 28. Resumen de consumos y emisiones para las distintas instalaciones

	24 julio Día 206 Muy Caluroso		23 junio Día 175 Poco Caluroso		23 agosto Día 236 Templado	
	Instalación 1x1	Instalación 4x1	Instalación 1x1	Instalación 4x1	Instalación 1x1	Instalación 4x1
Energía consumida (KWh)	85,81	126,51	65,35	72,89	20,92	20,04
PEII (Kg CO2 equivalente)	19,05	28,03	14,51	16,18	4,64	4,45
TEWI (kg CO2)	26,31	40,18	21,77	28,28	11,9	16,55

Para el cálculo del potencial de calentamiento global se ha considerado un potencial de efecto invernadero directo constante para cada día, obtenido del resultante para la vida útil de la maquinaria así como de los distintos valores de carga de refrigerante, días y horas de funcionamiento. De esta manera, para el caso de la instalación 1x1, el valor es 7,258 kg CO2 equivalente, y en el caso de la instalación 4x1, el peid diario es 12,097 kg CO2 equivalente.

Se puede observar que los valores para la instalación 4x1 son mayores en cuanto a emisiones se refiere, pero en cuestión de energía, observamos que para los días templados el consumo es menor incluso que para la máquina única, aunque también es cierto que para el resto de días del verano, la diferencia de consumo entre las dos instalaciones es muy grande, y compensa a los días templados.

Para determinar el coste de cada instalación, haremos la consideración de la instalación con una maquinaria antigua de R-22 a la que sustituiremos el liquido refrigerante por el R-417 A de nuestro estudio. No podemos utilizar los precios de las máquinas actuales de R-410 A, por ser incompatibles los lubricantes con el nuevo refrigerante.

8.4 *Instalación de sistema 1x1*

8.4.1 Características técnicas

Se trata de un sistema de aire acondicionado, en función sólo frío con una potencia nominal de carga de 6 KW. Se utilizará una única unidad evaporadora, y una única unidad condensadora en el exterior con una potencia nominal de 8,3 KW

La unidad seleccionada es la MSZ-GA71VA y MUZ-GA71VA, como unidades interior y exterior respectivamente. Se opta por 7100 wattios de potencia para que la instalación pueda asumir los momentos de trabajo puntual más elevados que se han podido observar en la simulación informática de la demanda.

8.4.2 Descripción de componentes

Tabla 29. Características componentes instalación 1x1

Condensador		Evaporador		Válvula isoentálpica	
Potencia	8,32 KW	Potencia	6,00 KW	Refrigerante	R- 417A
Tª funcionamiento	49,5 °C	Tª funcionamiento	4,5 °C	Flujo de masa	0,0454 Kg/s
Refrigerante	R- 417A	Refrigerante	R- 417A	Presión entrada	17,3541 bar
Flujo de masa	0,0454 Kg/s	Flujo de masa	0,0454 Kg/s	Presión salida	4,9884 bar
Presión	17,3541 bar	Presión	4,9884 bar	Tipo	isoentálpica
ΔPresión	0,87 bar	ΔPresión	0,5 bar		
Tipo	Refriger. Aire	Tipo	Refriger. Agua		
Eficiencia	0,8	Eficiencia	0,8		
Intercambiador interno				Compresor	
ΔTª recalentamiento	10 °C			Potencia	1,89 KW
ΔTª subenfriamiento	5 °C			Relación de compresión	3,69
Refrigerante	R- 417A			Refrigerante	R- 417A
Flujo de masa	0,0454 Kg/s			Flujo de masa	0,0454 Kg/s
Tipo	refr - refr			Tª de aspiración	35,70 °C

8.4.3 Presupuesto

Maquinaria 2005

Unidad Split interior de Mitsubishi Electric modelo:

MSZ-GA71VA +

Unidad Exterior de Mitsubishi Electric modelo:

MUZ-GA71VA

Precio de conjunto (MSZ- GA71VA+MUZ-GA71VA) 2658 €

Coste de refrigerante (Isceón MO59 R-417 A) suministrado por DuPont

6 Kg de refrigerante 150 €

Mano de obra

Instalación de maquinaria, ajuste y puesta en servicio 300 €

Total 3107 €



8.5 Instalación 4x1

8.5.1 Características técnicas

Se trata de un sistema de aire acondicionado, en función sólo frío con una potencia nominal total de aproximadamente 7 kW, los cuales se distribuyen en 4 unidades evaporadoras que se adaptan a la demanda nominal de cada instancia a acondicionar, y con una única unidad condensadora de potencia nominal aproximada de 10 kW.

Las unidades finalmente seleccionadas han sido 3 unidades de MSZ-GA22VA para el salón y las 2 habitaciones, una unidad MSZ-GA35VA para la terraza y una unidad condensadora MXZ-4A71VA. En el caso de la unidad del salón, se selecciona la unidad más pequeña del mercado, pese a que la mayor parte del tiempo funcionara a muy baja carga. Las unidades de las habitaciones están más ajustadas y en raras ocasiones se superarán la potencia nominal de la maquinaria. La unidad de la terraza está bastante bien ajustada, ya que la potencia nominal únicamente es superada por la demanda en los días y momentos de demanda máxima, es decir muy poco periodo de tiempo. La unidad condensadora tiene aproximadamente la misma potencia nominal que toda la vivienda, por lo que la única particularidad es un mayor depósito de refrigerante para abastecer a todo el circuito de la instalación, aproximadamente 10 kg.



8.5.2 Descripción de componentes

Tabla 30. Característica componentes instalación 4x1

Condensador		Evaporador 1 (Salón)		Evaporador 2 (Hab. PPL)	
Potencia	9 KW	Potencia	1 KW	Potencia	1,35KW
Tª funcionamiento	48,7 °C	Tª funcionamiento	3,1 °C	Tª funcionamiento	4,5 °C
Refrigerante	R- 417A	Refrigerante	R- 417A	Refrigerante	R- 417A
Flujo de masa	0,0495 Kg/s	Flujo de masa	0,0076 Kg/s	Flujo de masa	0,0104 Kg/s
Presión	17,3541 bar	Presión	4,9884 bar	Presión	4,9884 bar
ΔPresión	0,87 bar	ΔPresión	0,5 bar	ΔPresión	0,5 bar
Tipo	Refriger. Aire	Tipo	Refriger. Agua	Tipo	Refriger. Agua
Eficiencia	0,8	Eficiencia	0,8	Eficiencia	0,8
Evaporador 3 (Hab. 1)		Evaporador 4 (Terraza)		Compresor (aprox.)	
Potencia	1,35 KW	Potencia	2,75 KW	Potencia	2,28 KW
Tª funcionamiento	4,5 °C	Tª funcionamiento	4,5 °C		
Refrigerante	R- 417A	Refrigerante	R- 417A	Relación de compresión	3,8
Flujo de masa	0,0104 Kg/s	Flujo de masa	0,0211 Kg/s		
Presión	4,9884 bar	Presión	4,9884 bar	Refrigerante	R- 417A
ΔPresión	0,5 bar	ΔPresión	0,5 bar	Flujo de masa	0,0495 Kg/s
Tipo	Refrigerado Agua	Tipo	Refrigerado Agua	Tª de aspiración	33 °C
				Tª de descarga	93 °C
Eficiencia	0,8	Eficiencia	0,8		

8.5.3 Presupuesto

Maquinaria 2005

Unidad Split interior de Mitsubishi Electric modelos:

MSZ-GA22VA	351 €
------------	-------

X 3	1053 €
-----	--------

MSZ-GA35VA	413 €
------------	-------

Unidad Exterior de Mitsubishi Electric modelo:

MXZ-4A71VA	1909 €
------------	--------

Precio de conjunto

MSZ-GA22VA(X3)+MSZ-GA35VA+MXZ-4A71VA	3375 €
--------------------------------------	--------

Coste de refrigerante (Isceón MO59 R-417 A) suministrado por DuPont

6 Kg de refrigerante	250 €
----------------------	-------

Mano de obra

Instalación de maquinaria, ajuste y puesta en servicio	900 €
--	-------

Total	4525 €
--------------	---------------



8.6 Observaciones

Destacar que para el cálculo de ambos presupuestos hemos partido del precio base de la maquinaria de Mitsubishi Electric para el año 2005, esto es así porque no podemos instalar el refrigerante R-417 A, en las máquinas que se instalan en los últimos años, ya que inicialmente estas máquinas están pensadas y diseñadas para los refrigerantes R-410 A y R-407 C, cuyas especificaciones de lubricantes para el compresor lo hacen incompatible con nuestro refrigerante de estudio. Por ello se ha optado por utilizar una maquinaria antigua, diseñada originalmente con refrigerante R-22, totalmente compatible con R-417 A.

Una de las principales ventajas del refrigerante en estudio, es que el coste de las instalaciones podría verse reducido si se reutilizasen maquinaria antigua, además, para que cumplan la normativa vigente, se podría sustituir el refrigerante de todas las máquinas antiguas que funcionen con R-22, en lugar de tener que comprar maquinaria nueva con R-410 A, que en un futuro habrá que sustituir.



9 Estudios de fugas de otros autores

9.1 Introducción

Ante la gran problemática expuesta anteriormente de contaminación de la capa de ozono y de aumento del efecto invernadero, se hace necesario un mayor número de estudios sobre impacto ambiental de todas las instalaciones que utilicen o contengan gases de efecto invernadero, como en nuestro caso, una instalación de aire acondicionado doméstico. Este tipo de estudios está muy implantado, ya que se encuentra contenido en la normativa sobre ahorro energético. El problema que se plantea entonces es poder obtener de manera lo más precisa posible la contribución de la instalación a la contaminación del medio ambiente, lo cual calculamos y evaluamos mediante el valor del potencial de efecto invernadero o potencial de calentamiento global.

Para el cálculo del potencial de calentamiento global hemos de calcular las dos componentes diferenciadas, potencial de efecto invernadero indirecto, y potencial de efecto invernadero directo. Es en este último en el que se plantea un gran problema a la hora de definir una de las variables de la definición, esta variable son las fugas de refrigerante al año de cada instalación. No existe ninguna valoración oficial y actual que cuantifique las fugas de cada tipo de instalación, tampoco los fabricantes de los equipos ofrecen información sobre ello, por lo que los cálculos se deben realizar en base a hipótesis basadas en estudios realizados por (Mark S. Menzer y Glenn C. Houraham), pero este estudio está tan desactualizado que ya ni siquiera se utilizan los refrigerantes estudiados. De todas formas todos los estudios se hacen en base a esta información, incluido el realizado en este proyecto, a la espera de algún estudio que permita la actualización de tales valores por parte de algún organismo oficial que garantice su fiabilidad.

A continuación expondremos algunos de los estudios más recientes relacionados con las fugas de refrigerante que he conseguido encontrar, pero que no se pueden aplicar en el estudio por distintos motivos, pero que en cualquier caso, pueden servir de ejemplo para comparar con los datos de partida.



9.2 Impacto total de calentamiento equivalente (TEWI) según refrigerantes y sistemas de compresión

El siguiente estudio ha sido obtenido de una presentación realizada por el departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética de la Universidad de Cantabria, y en él se expone de manera introductoria los conocimientos básicos sobre aire acondicionado, centrándose en los refrigerantes y salmueras utilizados en los circuitos de refrigeración.

La información que vamos a utilizar la encontramos en el tema 6, “Problema de los refrigerantes”, en las páginas 30-34, en las que se muestran los valores de “potencial de calentamiento global de cada refrigerante” en adelante GWP (global warming potencial), de los distintos refrigerantes, una ecuación para calcular el “impacto equivalente total de calentamiento”, en adelante TEWI (total equivalent warming impact), una tabla donde relaciona los distintos sistemas de climatización según el compresor utilizado y la potencia consumida por el motor eléctrico de activación, además de una tabla ya generada del TEWI según horas de funcionamiento y sistemas de refrigeración. Este estudio también se encuentra recogido en el Reglamento de las instalaciones térmicas de los edificios (RITE) en su edición del 2008.

Tabla 31. Energía consumida al año por los compresores según tipo y refrigerante

Tipo de máquina	Enfriamiento de condensador	Refrigerante	COP –	Energía (1.000 h/año) MWh/año
(a)- Alternativo	Aire	R22	2,6	241
(b)- Tornillo	Aire	R134a	3,2	193
(c)- Alternativo	Agua	R134a	3,5	179
(d)- Alternativo	Agua	R407c	3,6	174
(e)- Alternativo	Agua	R22	4,0	156
(f)- Alternativo	Agua	R707	4,4	147
(g)- Tornillo	Agua	R134a	4,5	139
(h)- Turbo	Agua	R134a	5,5	118
(i)- Tornillo	Evaporativo	R707	5,1	128

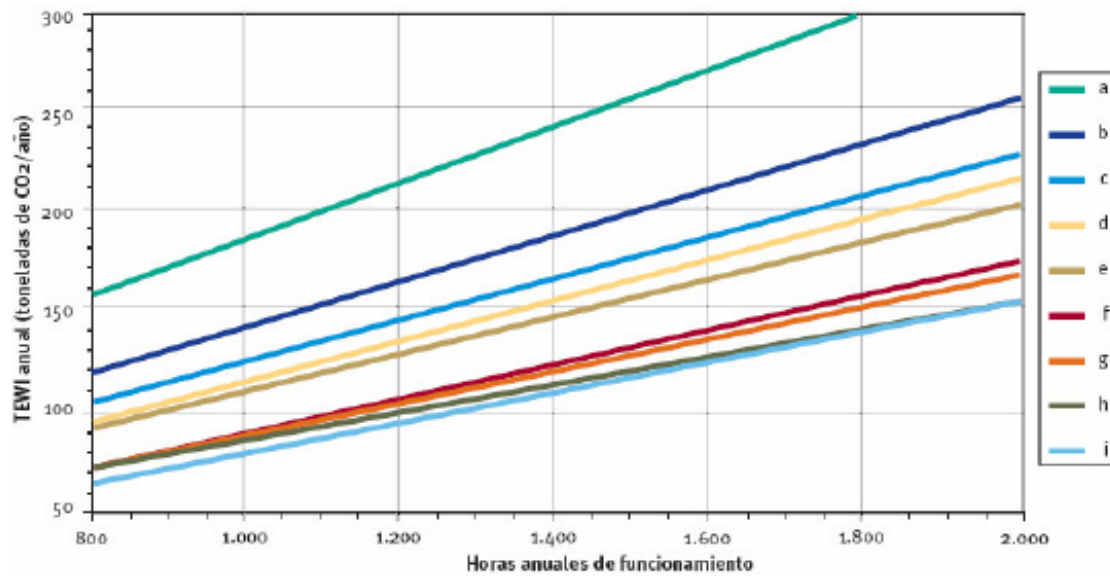


Ilustración 43. Poder destructor del ozono por horas de funcionamiento anual

A partir de estos los datos de los datos que se visualizan en la gráfica y la ecuación proporcionada por el estudio (ecuación 11), podemos intentar despejar el valor de las fugas de refrigerante para cada sistema de compresión considerado en el estudio. Para poder conseguirlo decir que se deben tomar hipótesis propias sobre detalles como la masa de refrigerante de los sistemas, el factor de recuperación y la vida útil de cada instalación, por lo que es muy probable que no lleguemos a una conclusión aceptable respecto de los valores de fugas al año obtenidos mediante el procedimiento.

$$TEWI = \text{Efecto Directo} + \text{Efecto Indirecto}$$

$$TEWI = GWP [Per_{Refrig} V_U + M_{Refrig} (1 - Rec_{Refrig})] + \alpha E V_U$$

- Directo (fugas de refrigerante)
- Indirecto (la energía consumida)

GWP_{Refrig}:	valor del GWP asignado al refrigerante
Per_{Refrig}	pérdidas anuales medias de refrigerante por fugas del sistema en kg/año
V_U:	vida útil de la instalación en años
M_{Refrig}:	kg de refrigerante liberados a la atmósfera durante el funcionamiento de la instalación en toda su vida
Rec_{Refrig}:	es el factor de recuperación del refrigerante al final de la vida útil, es decir, la fracción de m que se puede recuperar
α:	factor de conversión para determinar el CO ₂ por kWh eléctrico en función de las fuentes energéticas primarias
E_{Anual}:	kWh consumidos al año por la instalación

Ilustración 44. Ecuación del TEWI a partir del GWP

Como ejemplo de proceder intentaremos obtener el valor de las fugas para una instalación doméstica tradicional de aire acondicionado, es decir, una instalación de R-22, con sistema de compresión alternativo y con una carga media de unos 2600 wattios en funcionamiento sólo frío, por lo que nos situamos en el sistema “a”, cuyos valores de COP y Energía consumida al año (1000 horas de funcionamiento) son 2,6 y 241 MWh/año respectivamente.

Procederemos realizando el cálculo para el valor que tenemos de la energía consumida por la instalación, es decir 241 MWh/año, lo que nos permite obtener directamente el valor de la contribución indirecta de la instalación derivada del consumo de energía. Teniendo en cuenta que el valor utilizado por nosotros en el estudio para la variable “factor de conversión” (α) es 0,222 kgCO₂/KWh eléctrico, podemos decir que el valor anual de la instalación para el potencial de efecto invernadero indirecto es 53,5 toneladas de CO₂. Aclarar que como lo que nos interesa obtener son los valores anuales, no tendremos en cuenta la vida útil de la instalación.

Por lo tanto, y teniendo en cuenta que según la gráfica proporcionada por el estudio, el TEWI anual de la instalación es aproximadamente 185 toneladas de CO₂, podemos concluir que el valor de la componente directa del TEWI es 131,5 toneladas.

A partir de este dato, suponiendo que la masa de la instalación son aproximadamente 3 kg, que el coeficiente de recuperación al final de la vida útil es 0,85, y que la vida útil de la instalación son 15 años, y tomando como valor del GWP, el relativo al periodo más reciente, y por tanto 3500 kgCO₂/kg, podemos obtener el valor teórico de las fugas de refrigerante anuales, únicamente tener en cuenta que dividiremos la contribución dependiente del factor de recuperación en los años de vida útil.

Obtenemos que las emisiones de refrigerante totales en un año deben ser 37,57 kilogramos, de lo que deducimos la contribución final, y nos queda que al año, se deben fugar de la instalación 37,12 kilogramos de refrigerante, es decir el 1200 %. Es evidente que los resultados no coinciden con la realidad, por lo que la interpretación de alguno de los datos facilitados en el estudio debe ser errónea.



El estudio resulta explicativo de los diferentes rendimientos y consumos teóricos de cada tipo de instalación pero resulta inicialmente ineficaz para poder aplicarlo al resto de estudios.

9.3 *Estudio del Potencial de Calentamiento Global (GWP) en California (USA)*

Este es un estudio realizado por California Air Resources Board en el año 2008 donde se trata de explicar principalmente la contribución de los refrigerantes en el potencial de efecto invernadero, y en especial en las emisiones directas derivadas de los sistemas de refrigeración. Entre otras cosas, plantea un mayor control y seguimiento de las fugas en las instalaciones.

Tabla 32. Coste de las fugas anuales de refrigerante

	Small	Large
Refrigeration System Charge Size (lbs.)	200	2,000
Refrigerant Leak Rate	30%	30%
Total Annual Refrigerant Lost (lbs.)	60	600
Total Annual Refrigerant Cost (\$7/lbs.)	\$420	\$4,200
Estimated Repair Costs	\$1,500	\$3,000
Estimated Payback Period (years)	3.6	0.7

Los datos recogidos en la tabla son referidos principalmente a instalaciones de pequeña y gran potencia, pero lo que el estudio considera pequeños son instalaciones con una carga de aproximadamente 91 kilogramos, por lo que se deberían considerar de media potencia, es decir no recogen, ni analizan los sistemas que nos interesa particularmente como son los sistemas de aire acondicionado doméstico. Pero aún así podemos apreciar como las fugas anuales estimadas son elevadísimas y tienen un coste estimado de compensación de refrigerante que en el caso de las instalaciones “small”, suponen 420 dólares al año, en cambio, si se aplicasen las medidas recogidas en el programa, el coste de la reparación del sistema y de la fuga supondría 1500 dólares, que se amortizarían en aproximadamente 3 años y medio.

Este estudio no nos sirve para nuestro propósito de conseguir un patrón o una estadística de referencia en la que poder basarnos a la hora de realizar un estudio de impacto ambiental en las instalaciones de aire acondicionado doméstico.

9.4 *Costes y Análisis de reducción de costes de las emisiones de HFC procedentes de los sistemas de refrigeración y aire acondicionado en los Estados Unidos.*

Este estudio se centra en la contribución de los Estados Unidos en las emisiones de gases de efecto invernadero a la atmósfera. Analiza los diferentes tipos de emisiones a la atmósfera y su cantidad, pero lo que a nosotros nos interesa es la tasa de fuga que analiza en la parte relativa a los refrigerantes. Gracias a este estudio podemos obtener unos datos más aproximados a los nuestros de partida que permiten asumir su fiabilidad.

Tabla 33. Emisiones anuales y costes energéticos de distintas instalaciones de refrigeración

Exhibit 7.6: Net Annual Emissions and Energy Costs of Replacement Options				
	DX System (Base)	Distributed System	Ammonia Secondary Loop System	HFC Secondary Loop System
Charge Size (kg)	1633	408	180	180
HFC Leak Rate (% of charge/yr)	15%	4%	0%	2%
Direct Emissions (kg/yr)	245	16	0	4
Change in Direct Emissions (kg/yr)	N/A	(229)	(245)	(241)
Change in Direct Emissions (TCE/yr)	N/A	(204)	(218)	(214)
Energy Consumption (kWh/yr)	1,200,000	1,100,000	1,400,000	1,400,000 ^a
Indirect Emissions (TCE/yr) ^b	209	192	244	244
Relative Indirect Emissions: Change in Indirect Emissions (TCE/yr)	N/A	(17)	35	35
Total Net Emissions (TCE/yr)	N/A	(221)	(183)	(179)
Net Electricity Cost (\$/yr)^c	N/A	(\$6,000)	\$12,000	\$12,000

Podemos apreciar como para el sistema de nuestro proyecto, es decir para un sistema directo de aire acondicionado doméstico, estima un 15% de fugas del sistema. No deja ser un estudio adaptado a los Estados Unidos, y que por lo tanto no conocemos su nivel de actualización de los sistemas de aire acondicionado ni de los sistemas de refrigeración y climatización en general, además de que los valores de carga de refrigerante nos hace intuir que o bien están referidos a grandes instalaciones, como son los sistemas distribuidos, sistemas de amoniaco con fluido secundario (absorción), sistemas con fluido secundario, o bien, referidos a una muestra de una serie de instalaciones de la que desconocemos su amplitud.

10 Conclusiones

10.1 Conclusiones de la instalación

En la instalación principal estudiada en el proyecto (1 x 1) quizá destacar la gran cantidad de carga térmica que se gana por la terraza, al poseer una gran zona acristalada y por tanto con una muy baja resistencia térmica además de que en nuestro caso de estudio para el verano, la cantidad de energía que penetra en la vivienda en forma de radiación solar es muy alta, de ahí que sea la instancia de la vivienda con mayor cantidad de carga térmica. También se puede apreciar como en carácter general, la vivienda seleccionada posee muy buenos materiales de construcción y aislamiento, ya que las resistencias térmicas de sus cerramientos cumplen con la Norma Básica actualmente en vigencia, habiendo sido construido a finales de los años 70.

La solución estudiada quizá no sea la más práctica a la hora de realizar una instalación real, pero es muy habitual en la viviendas la instalación de una única máquina en la estancia de uso principal (salón-comedor) de mayor capacidad de la necesaria para esa instancia, intentando con ello disminuir la temperatura de las habitación anexas. Este sistema desaprovecha mucha energía ya que la maquina no funcionará a su máximo nivel casi en ningún momento, sino que de manera habitual funcionara por debajo de la potencia nominal de la máquina, disminuyendo la eficiencia y el rendimiento a largo plazo de la instalación. Este es el motivo por el que se ha realizado un estudio de la instalación 4 x 1 en el que se consigue una mayor distribución de la carga frigorífica, y de manera sistemática, se podría a justar el trabajo de cada máquina a las necesidades de cada habitáculo, permitiendo un mayor periodo de funcionamiento a carga nominal y mejorando el rendimiento conjunto. Esto se puede apreciar al hacer el análisis de días característicos para cada una de las instalaciones, donde vemos que si bien, para los días muy calurosos y calurosos el consumo de energía es mayor por parte de la instalación 4x1 (la temperatura en todas las habitaciones fuese más homogénea), destacar que para los días menos calurosos la instalación 1x1 consume más energía que la 4x1, esto es debido a que la máquina individual del sistema 1x1, tendrá que seguir funcionando a una mayor carga para mantener la temperatura los más homogénea posible en todas las habitaciones, ya que al estar la máquina instalada en el salón, cualquier pérdida de carga en una de las habitaciones no será compensada de manera inmediata por la máquina, mientras que las instalación 4x1, únicamente trabajará los instantes necesarios de tiempo a carga cercana a la nominal para mantener la temperatura deseada.

Como finalización exponer que el motivo entonces para la realización detallada de la instalación 1x1, únicamente tiene la finalidad de poder utilizar toda la vivienda como un único habitáculo, en el que nuestro objetivo principal es analizar las diferencias de



consumo energético y emisiones de la instalación para los distintos refrigerantes estudiados, motivo principal de este proyecto.

Por lo tanto las conclusiones relativas a los consumos de energía de las dos instalaciones con distinto refrigerante son quizás las más interesantes y en las que más nos vamos a centrar.

Hemos podido apreciar como las recomendaciones y sugerencias del fabricante del R-417 A, en el que expone que el rendimiento y funcionamiento de la máquina es el mismo que con el antiguo R- 22 es casi totalmente cierto. Quedan expuestas en el apartado 7.2, las cualidades de los ciclos y las instalaciones con cada uno de los distintos refrigerantes de entre las que cabe destacar la similitud de ambos ciclos térmicos (el ciclo de R- 417 A trabaja a menores presiones, disminuyendo las pérdidas por rozamiento en la instalación convirtiendo en sistema en menos exigente para las juntas y los sellantes), además de la similitud de consumos energéticos y de eficiencias, lo que permitiría la sustitución directa del refrigerante por el nuevo refrigerante de nueva sustitución con un coste mínimo de reparación del sistema.

Para finalizar, dejar claro la multitud de maquinarias disponibles para cada una de las soluciones y configuraciones planteadas, en cuestiones de marca y potencia nominal, pero que asumiendo las posibles variaciones de consumos de los sistemas auxiliares de las máquinas, tales como ventiladores y resistencias, así como los rendimientos de los intercambiadores de calor y las válvulas, las diferencias de consumos no serán demasiado importantes, pudiendo ser asumidas mediante pequeñas variaciones en la simulación.



10.2 Conclusiones del impacto ambiental

Hemos de considerar las emisiones en general de las 3 soluciones propuestas en el proyecto, esto es el sistema 1x1 R-22, 1x1 R-417A y 4x1 R-417A. Para ello primero compararemos los resultados obtenidos en el estudio de la simulación para todo el periodo estival de los sistemas 1x1 para cada refrigerante.

La necesidad de sustitución de refrigerante R-22 viene dada por su inclusión en los Protocolos de Montreal y Kyoto, ya que es una sustancia que aumenta el efecto invernadero (GEI), pero sobre todo es una sustancia que agota la capa de ozono atmosférico provocando su disminución y la aparición de los temidos agujeros en la capa protectora de las radiaciones ultravioletas. La sustancia en cuestión se encuentra englobada en las sustancias de tipo HCFC (HidrogenoCloroFluorCarbonos), y cuyo poder destructor del ozono es de 0,05, muy bajo comparado con el R-11 y el R-12 (CFC- CloroFluorCarbono), pero aún así impermisible, por ello, desde hace mucho tiempo se venían buscando sustitutos para los sistemas que principalmente utilizan R-22 con un poder destructor del ozono nulo, esto se había conseguido mediante los refrigerantes R-404 A y R-407 A, pero además de que los sistemas tenían peores rendimientos y eran peores refrigerantes, lo que obligaba a sustituir la maquinaria de manera completa. La solución propuesta en este proyecto se trata de un nuevo refrigerante incluido en el grupo de los HFC (HidrogenoFluorCarbono), y cuyo poder destructor del ozono es 0, y por lo tanto no contribuye a la destrucción de dicha capa protectora. La ventaja con las anteriores soluciones es su posibilidad de sustituir el fluido refrigerante sin la necesidad de modificaciones en la instalación, además de comportarse de manera similar energéticamente hablando.

De esta manera, analizando el sistema con los dos refrigerantes obtenemos que uno de ellos destruye la capa de ozono y el otro no, para la misma maquinaria y rendimientos similares.

Otro de los puntos a tener en cuenta es las emisiones de CO₂ derivadas del uso de los refrigerantes tanto de manera directa, con el consumo de energía eléctrica en cuyo origen ha sido creada produciendo CO₂, como de manera indirecta o equivalente mediante una comparación del poder de efecto invernadero entre el refrigerante y el CO₂. Atendiendo a este factor encontramos que ambas instalaciones producen una cantidad similar de emisiones equivalentes, contribuyendo de manera muy similar al efecto invernadero y al calentamiento global. Esta igualdad viene establecida por la similitud del peid (potencial de efecto invernadero directo), referido a la emisión equivalente de CO₂ del refrigerante, y que como podemos apreciar en las fichas técnicas es similar en ambos casos para el periodo de tiempo a estudio más reciente, si bien la diferencia favorece al nuevo refrigerante de sustitución, el TEWI (Impacto Equivalente de Calentamiento Total) de ambos refrigerantes se compensa por la mayor cantidad de

emisiones derivadas del consumo de energía de la instalación con nuevo refrigerante. Aunque cabe destacar que una mejora en los sistemas externos de producción de energía, como sucede en el caso de las plantas de producción de energía de fuentes renovables, reduciría de manera muy considerable la importancia del PEII (Potencial de Efecto Invernadero Indirecto) en relación al TEWI total, consiguiendo una mejora sustancial del impacto ambiental.

En definitiva, la motivación de este proyecto es positiva, ya que hemos podido demostrar como el nuevo refrigerante sirve de manera muy eficaz como sustituto en las antiguas instalaciones de R-22, pero no como refrigerante de las nuevas instalaciones de aire acondicionado doméstico ya que las emisiones de CO₂ equivalentes son superiores a las de otras soluciones como el R-407 C o el R-410 A, que tampoco contribuyen a la destrucción del ozono, y cuyo inconveniente es funcionar con distintos tipos de lubricantes.

Atendiendo ahora al impacto ambiental producido por las dos soluciones posibles de instalaciones, 1x1 y 4x1, apreciamos una mayor cantidad de emisiones en la instalación 4x1, derivado principalmente de la mayor cantidad de refrigerante necesario para el funcionamiento, ya que aunque el consumo de la instalación 4x1 es en los días de mayor solicitud muy superior a la instalación 1x1, en los días de carga básica o media, esta diferencia se reduce, llegando incluso a revertirse en los días de muy poca solicitud del sistema. Por tanto, ambientalmente, es más efectiva o recomendable la instalación de un sistema 4x1 en lugares de temperaturas suaves y sin grandes picos de temperatura, mientras que en las zonas más calurosas (el caso de nuestro estudio), o con grandes picos de temperaturas es más recomendable el sistema 1x1.



10.3 Conclusiones de los estudios de otros autores

El objetivo de buscar y exponer estudios de otros autores relacionados con los temas de la climatización y el impacto ambiental, está enfocado a la búsqueda de una solución o alguna conclusión tomada por algún organismo acreditado que nos hubiese permitido proseguir realizar el proyecto con unos datos relativos a fugas más actualizados, pero por diversos motivos, esto no ha sido posible.

En conclusión se obtiene que el vacío de información relativo a las fugas de refrigerante parece estar muy extendido, ya que únicamente el estudio realizado para Estados Unidos, establece unos valores de porcentajes de fugas según el tipo de sistemas utilizado en la refrigeración, pero sin establecer la relación existente entre las fugas y los distintos refrigerantes utilizados en cada tipo de instalación.

Debería existir una relación entre las fugas de la instalación según horas de funcionamiento y carga media para cada tipo de maquinaria proporcionada por los fabricantes, o bien el análisis de los mismos por parte de los organismos estatales competentes (Ministerio de Industria y Ministerio de Medio Ambiente en España) en la que se evaluaran de manera experimental la cantidad de carga perdida por distintas instalaciones de aire acondicionado doméstico y climatización ya existentes, la realización sería muy sencilla y no muy costosa, ya que conociendo el tipo de instalación, se conocerá la carga inicial de refrigerante de la instalación, y por tanto al realizar una labor de mantenimiento, se podría extraer todo el fluido refrigerante y comprobar la cantidad que se ha fugado al medio ambiente en el periodo de años de funcionamiento. Ciertamente es que los datos podrían salir demasiado alarmistas y elevados, con la consiguiente pérdida de reputación para los fabricantes y proveedores, pero también es cierto que en el momento actual, con la importancia y la cantidad de iniciativas impulsadas por la mayoría de los países contra el cambio climático, permitiría una mayor concentración por parte de los fabricantes en diseñar los sistemas lo más óptimos posibles en temas de pérdida de carga, ya que en la actualidad incluso es un negocio para las empresas encargadas de recargar las maquinarias cada cierto tiempo. Un ejemplo muy evidente es el aire acondicionado de los vehículos, no existe ninguna relación entre periodos de tiempo de fuga de refrigerante en los distintos vehículos según marca, tipo de refrigerante o potencia, por lo que únicamente, se ha creado toda una industria dedicada a la recarga del fluido refrigerante. Por ello, aunque seamos capaces de crear nuevos refrigerantes que no destruyan el ozono, es necesario seguir avanzando para evitar en el mayor grado posible las emisiones de gases de efecto invernadero, ya que si bien su uso es indispensable para la vida moderna, debemos esforzarnos en buscar soluciones que permitan que las instalaciones que funcionan con los fluidos a controlar en cuestión tengan el menor número de pérdidas posibles.



En definitiva, pese al gran intento por los países desarrollados por evitar el calentamiento global, son pocas las medidas tomadas para controlar en su totalidad el problema, ya que existen multitud de campos en los que sería necesaria la investigación y la innovación, no centrarse únicamente en los sistemas de producción de energía y en los sistemas de transporte, ya que si bien son los principales contribuyentes a las emisiones de CO₂ (33% y 36 % relativamente según la ilustración 8), no hay de menospreciar la cantidad emitida en los procesos de climatización, englobada en el sector industrial sin combustión (8 % según ilustración 8). También podemos atender a la relación existente en las distintas instalaciones estudiadas entre la contribución al Impacto Total de Calentamiento Global (TEWI) por parte del propio sistema de climatización (potencial de efecto invernadero directo- PEID) y la parte correspondiente a la producción de energía necesaria para el funcionamiento de la instalación (potencial de efecto invernadero indirecto- PEII).

Tabla 34. Contribución y porcentajes de las instalaciones al TEWI

	PEID			PEII		
Instalación 1x1 R-22 Vida útil	10500	kg CO2	54%	9000	kg CO2	46%
Instalación 1x1 R-417A Vida útil	17240	kg CO2	50%	17430	kg CO2	50%
Instalación 4x1 R-417A Día poco caluroso	12,10	kg CO2	43%	16,18	kg CO2	57%

Podemos apreciar claramente como la contribución por parte de la producción de energía, como la contribución directa por fugas de la instalación es muy similar en nuestras instalaciones, aunque en nuestro caso en particular, los consumos de energía son muy bajos en relación a otras instalaciones debido en parte al gran aislamiento térmico de la vivienda y a las pocas pérdidas de energía y por tanto mayor eficiencia de las máquinas, pero sobre todo por un muy bajo factor de emisión utilizado para el cálculo del PEII (0,222 kgCO₂/kWh). Por lo que queda patente que es necesario una mayor implicación en la evolución y desarrollo de sistemas que permitan reducir las fugas a valores los más bajos posibles, que permitan una contribución mucho menor por parte de todas las instalaciones industriales y domésticas.

10.4 Conclusiones finales

Ya hemos analizado todos los aspectos por separado incluidos en este proyecto por lo que ahora realizaremos una valoración más global de todo lo estudiado.

La problemática del cambio climático debe ser tomada en cuenta y estudiada por todos los colectivos, hay que buscar soluciones eficaces a los problemas actuales, y desarrollar técnicas y la tecnología que permita no solo la disminución de las emisiones y del calentamiento global, si no intentar la reversión de todo el daño ya producido a nuestro planeta, es necesario la realización de más estudios de impacto ambiental, que permitan poder conocer de manera más precisa la importancia del impacto en el medio ambiente de las instalaciones de aire acondicionado domésticas, ya que si bien, son un grupo muy pequeño en comparación a los grandes grupos emisores de sustancias, no hay que menospreciar su efecto.

La sustitución de los antiguos refrigerantes por nuevos refrigerantes menos dañinos para la capa de ozono, es un paso muy importante y quizás con una predominancia sobre el resto de efectos, pero también es necesario la reducción del efecto directo de refrigerantes, por lo que es imprescindible seguir invirtiendo e investigando en los refrigerantes actuales, en el tiempo de vida de los mismos, así como sus aspectos y características de utilización, buscando la disminución de las presiones de trabajo para disminuir los riesgos de fugas.

La medida más importante y con más relevancia sigue siendo la disminución de la energía consumida, y por tanto de las demandas energéticas, para lo cual hay que seguir inculcando en constructores, empresarios, proyectistas y usuarios en general, un consumo responsable y un mayor sentido de la responsabilidad a la hora de utilizar e instalar sistemas de aire acondicionado y climatización.

En general y como principal objetivo hay que plantear unos sistemas de climatización más eficientes y con menos riesgos de fugas, para instalaciones mejor construidas, abastecidas de energía por fuentes renovables de energía no emisoras de sustancias contaminantes, pero es obligatorio y esencial para el futuro.



10.5 Conclusiones sobre el proyecto

La realización de este proyecto ha resultado finalmente muy gratificante y educativa, ya que he conseguido desarrollar un proyecto global, basado en aspectos de eficiencia energética y emisiones de sustancias nocivas para el medio ambiente, para lo cual ha sido necesario informarme y documentarme de manera bastante extensa acerca de la situación actual en cuestiones de medio ambiente y de tecnologías que permitan un menor impacto ambiental. A pesar de que el inicio fue duro por la falta de información precisa sobre fugas de los sistemas, lo que retrasó en gran medida y reorientó la dirección y contenido del estudio.

La necesidad de realizar una simulación informática, me ha permitido la posibilidad de aprender el uso de herramientas de cálculo matemático y programación básica de sistemas que permitan la obtención de resultados y el cálculo de variables a partir de una extensísima cantidad de datos de partida, además de aplicar tratamiento de bases de datos y matrices de datos que permitan la representación continua de los resultados, así como poder agruparlos en distintos periodos de tiempo específicos.

Atendiendo a la preparación y los conocimientos previos a la realización debo indicar que han sido más que suficientes para poder entender la evolución del proyecto y poder utilizar toda la documentación que ha sido necesaria, y que sin la base de conocimientos acerca de climatización y tecnologías del frío habría sido mucho más complicado y laborioso.

El proyecto resulta bastante descriptivo de la problemática en los sistemas de aire acondicionado doméstico, de la dificultad de conseguir compatibilizar un compromiso con el medio ambiente y la rentabilidad económica. Todos los datos utilizados son reales, y están basados en una vivienda real, lo que permite darle un enfoque más realista y descriptivo aún.



11 Agradecimientos

Quiero dedicar y agradecer la realización de este proyecto a mis padres, sin los que no habría sido posible, no sólo este proyecto sino todos mis estudios y formación. Agradecer su sacrificio y su paciencia para permitirme dedicar mi tiempo y mi esfuerzo a la realización de mis estudios, agradecer su cariño y su apoyo con el que podido afrontar las complicaciones y los momentos difíciles que se han presentado y se presentarán. Por todo ello, este proyecto va por ellos.

También quiero tener en cuenta a todos esos compañeros estudios y fatigas que me han ayudado y sobre todo me han hecho que mi estancia en la universidad fuese un juego y uno de los periodos más importantes de mi vida. Juntos hemos hecho el camino.

Agradecer a mi tutor toda la paciencia y dedicación, fue complicado encontrar el camino correcto para la realización de este proyecto, y sin su ayuda y recomendaciones habría resultado imposible.



12 Anexos

12.1 Presupuesto

A continuación procedemos a mostrar el presupuesto del desarrollo del proyecto, en el que se desglosaran los distintos costes acarreados para la realización del mismo.

El periodo total de desarrollo del proyecto han sido 9 meses, anteriormente proyecto previo, finalmente desestimado de una duración de 4 meses y que por tanto no se tendrá en cuenta para el cálculo de costes. Estimaremos una jornada media de 4 horas diarias, días laborables, en los que en algunos casos se podrán solapar varias fases del proyecto así como aumentar el número de horas inicialmente contempladas.

Las principales fases del proyecto han sido las siguientes:

- Planteamiento del proyecto	100 horas
- Documentación y adquisición de información	250 horas
- Análisis previos	50 horas
- Realización del proyecto	250 horas
- Realización de la memoria	150 horas

Los costes del tutor los estimaremos como el 10% de las horas totales del proyecto, en los que se incluyen los trabajos de supervisión, consultas y revisión.

Los salarios establecidos para los distintos puestos son los siguientes (incluyen cotizaciones I.R.P.F. y Seguridad Social):

- Técnico Sénior	45 €/hora
- Técnico Junior	30 €/hora

Adicionalmente hay que tener en cuenta los gastos derivados del equipo utilizado, para lo cual únicamente tendremos en cuenta la amortización de un equipo informático básico (incluye I.V.A.).

- Ordenador personal (amortizable a 5 años)	990 €
---	-------

Por la posible aparición de algún imprevisto y para garantizar la fiabilidad del presupuesto, tendremos en cuenta un coeficiente de seguridad del 2% sobre el precio total del proyecto.

Finalmente el presupuesto total del proyecto aparece reflejado en la tabla

Tabla 35. Presupuesto del proyecto

CONCEPTO	CANTIDAD	PRECIO	TOTAL
Técnico Junior	800 horas	30 €/hora	24000 €
Técnico Sénior	80 horas	45 €/hora	3600 €
Equipamiento	9 meses	16,5 €/ mes	148,5 €
Subtotal			27748,5 €
Margen de seguridad	2 %		555 €
TOTAL			28303,5 €

12.2 Listado de tablas

Tabla 1. Datos climáticos de capitales de provincia. NB-CT-HE	21
Tabla 2. Condiciones climáticas para proyectos. UNE 10001	22
Tabla 3. Correcciones de la temperatura seca exterior en función de la hora solar. UNE 1001422	
Tabla 4. Correcciones de la temperatura seca exterior en función del mes. ASHRAE.....	22
Tabla 5. Incremento de temperatura equivalente según la orientación. ASHRAE	23
Tabla 6. Corrección al incremento de temperatura equivalente según la Oscilación Media Diaria. ASHRAE	23
Tabla 7. Características exteriores del proyecto	24
Tabla 8. Caudales mínimos de aire. NB-CT-HS	25
Tabla 9. Porcentaje de fugas anuales.....	34
Tabla 10. Cargas térmicas por cerramientos.....	36
Tabla 11. Cargas térmicas por radiación solar	37
Tabla 12. Cargas térmicas por renovación de aire.....	39

Tabla 13. Cargas térmicas internas	40
Tabla 14. Cargas térmicas totales de la vivienda	41
Tabla 15. Definición de variables del ciclo para R-22.....	44
Tabla 16. Definición de las variables del ciclo para R-417A	46
Tabla 17. Potencia y COP de los ciclos para R-22 y R-417 A.....	47
Tabla 18. Descripción de componentes para R-22.....	48
Tabla 19. Descripción de componentes para R-417A	49
Tabla 20. Entalpías del ciclo en función de la temperatura de condensación.....	58
Tabla 21. Entalpías del ciclo (R-22) en función de la temperatura de condensación	61
Tabla 22. Resumen de resultados	84
Tabla 23. Cargas térmicas del Salón.....	90
Tabla 24. Cargas térmicas de la Habitación principal	91
Tabla 25. Cargas térmicas de la Habitación 1	92
Tabla 26. Cargas térmicas de la Terraza.....	93
Tabla 27. Resumen de cargas térmicas parciales.....	94
Tabla 28. Resumen de consumos y emisiones para las distintas instalaciones	97
Tabla 29. Características componentes instalación 1x1	98
Tabla 30. Característica componentes instalación 4x1	101
Tabla 31. Energía consumida al año por los compresores según tipo y refrigerante	105
Tabla 32. Coste de las fugas anuales de refrigerante	108
Tabla 33. Emisiones anuales y costes energéticos de distintas instalaciones de refrigeración	109
Tabla 34. Contribución y porcentajes de las instalaciones al TEWI	115
Tabla 35. Presupuesto del proyecto.....	120



12.3 Listado de Imágenes

Ilustración 1. Evolución del contenido en la atmósfera de gases destructores del ozono	11
Ilustración 2. Evolución del contenido de gases destructores del ozono en la atmósfera	11
Ilustración 3. Proceso de destrucción del ozono atmosférico	12
Ilustración 4. Posición de los países respecto al Protocolo de Kioto	14
Ilustración 5. Esquema de efecto invernadero	15
Ilustración 6. Peso de las distintas fuentes de producción de energía y factores de conversión de emisiones	17
Ilustración 7. Previsión de emisiones de CO ₂ equivalente total para España	18
Ilustración 8. Emisiones de CO ₂ equivalentes según grupos.....	19
Ilustración 9. Evolución de las emisiones de CO ₂ equivalente para el sector energético	19
Ilustración 10. Radiación solar amortiguada. ASHRAE.....	24
Ilustración 11. Composición del muro exterior.....	26
Ilustración 12. Composición de la divisoria.....	27
Ilustración 13. Composición del tabique.....	27
Ilustración 14. Diseño de la bovedilla	28
Ilustración 15. Composición del suelo.....	28
Ilustración 16. Ciclo de trabajo del R-22 sobre el diagrama P-h	45
Ilustración 17. Ciclo de trabajo del R-417A sobre el diagrama P-h.....	47
Ilustración 18. Circuito de la instalación	54
Ilustración 19. Cálculo del ciclo en Duprex 3.0	56
Ilustración 20. Propiedades del ciclo por Duprex 3.0	57
Ilustración 21. Entalpías del ciclo en función de la temperatura de condensación.....	58
Ilustración 22. Entalpías del ciclo (R-22) en función de la temperatura de condensación.....	62
Ilustración 23. Potencia máxima requerida por el ciclo para R-417 A (W).	66



Ilustración 24. Regiones de funcionamiento de la instalación para R-417 A.....	67
Ilustración 25. Coeficientes de Operación ideal y real para R-417 A.....	69
Ilustración 26. Potencia media diaria requerida por el ciclo para R-417 A (W).....	70
Ilustración 27. Energía total consumida diaria para R-417 A (J)	71
Ilustración 28. Potencia máxima requerida por el ciclo (W)	72
Ilustración 29. Coeficientes de Operación real e ideal para R-22	72
Ilustración 30. Potencia media diaria para R-22 (W)	73
Ilustración 31. Energía total consumida diaria para R-22 (J).....	73
Ilustración 32. Potencial de efecto invernadero indirecto para R-417A (KgCO ₂)	75
Ilustración 33. Potencial de efecto invernadero diario (KgCO ₂)	77
Ilustración 34. Diagramas de temperaturas máxima, mínima y media (°C)	79
Ilustración 35. Evolución horaria de la temperatura (°C)	80
Ilustración 36. Evolución horaria de la demanda energética (kWh).....	81
Ilustración 37. Evolución horaria de la temperatura (°C)	82
Ilustración 38. Evolución horaria de la demanda energética (kWh).....	82
Ilustración 39. Evolución horaria de la temperatura (°C)	83
Ilustración 40. Evolución horaria de la demanda energética (kWh).....	83
Ilustración 41. Demanda de energía del sistema parcial	95
Ilustración 42. Potencial de efecto invernadero indirecto de la instalación parcial.....	96
Ilustración 43. Poder destructor del ozono por horas de funcionamiento anual.....	106
Ilustración 44. Ecuación del TEWI a partir del GWP.....	106



12.4 Listado de ecuaciones

Ecuación 1. Coeficiente de transmisión térmica para el muro exterior	26
Ecuación 2. Coeficiente de transmisión térmica para la divisoria	27
Ecuación 3. Coeficiente de transmisión térmica para el tabique	28
Ecuación 4. Resistencia térmica de la bovedilla de hormigón enlucida	28
Ecuación 5. Coeficiente de transmisión térmica para el conjunto suelo-techo.....	29
Ecuación 6. Obtención de la carga térmica	32
Ecuación 7. Carga térmica sensible por renovación de aire	38
Ecuación 8. Carga térmica latente por renovación de aire	38
Ecuación 9. Cálculo de pérdidas por cerramientos	50
Ecuación 10. Ecuación de la carga térmica en función de la temperatura exterior	51

12.5 Normativa

- NBE-CT-79, Norma Básica de la Edificación- Código Técnico- versión de 1979
- DB- HE- 06, Documento Básico – Ahorro de energía- versión 2006
- DB-HS -06, Documento Básico- Salubridad- versión 2006
- RITE, Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios versiones de 1998 y su actualización de 2007
- ASHRAE, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
- UNE 100001, Condiciones climáticas para proyectos del 2001
- UNE 100014, Bases para proyectos, condiciones exteriores de cálculo del 2004



12.6 Bibliografía

- Apuntes Universidad Carlos III de Madrid, asignatura “Tecnología del frío” impartida por Marcelo Izquierdo.
- Apuntes Universidad Carlos III de Madrid, asignatura “Calor y frío industrial” impartida por Mercedes de Vega y Marcelo Izquierdo.
- Ministerio de Medio Ambiente y Medio Rural y Marino, Gobierno de España.
- Ministerio de Industria, Turismo y Comercio, Gobierno de España.
- Observatorio de la Electricidad, por World Wide Fund for Nature (WWF) para España.
- Asociación Española de Normalización y Certificación (AENOR)
- SAINT-GOBAIN ISOVER
- Air-Conditioning and Refrigeration Institute, USA
- Secretaria General para la Prevención de la Contaminación y del Cambio Climático del Ministerio de Medio Ambiente.
- Secretaria de Estado de Cambio Climático, Ministerio de Medio Ambiente.
- U.S. Environmental Protection Agency.
- California Air Resources Board.
- Empresa Mitsubishi Electric, España, Departamento de proyectos y fabricación.
- Empresa Ibérica del Calor
- Empresa Grupo Gazechim, Kimikal
- Empresa STAG (Alcobre)
- Wikipedia.org



12.7 Anexos

Anexo 1. Plano de la vivienda

Anexo 2. Ficha de seguridad R-22

Anexo 3. Ficha técnica R-22

Anexo 4. Ficha de seguridad R-417 A

Anexo 5. Ficha técnica R-417 A

